

# 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 30 Number 1 February 2020

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

**Published on** February 20, 2020(Bi-monthly)

**Publisher** Moon Kyu Kwak (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

Prof.  
**Jong Kwan Ryu**  
Department of Architecture,  
Chonnam Univ.  
jkryu@jnu.ac.kr  
Tel : +82-62-530-163

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

Field Leaders

Prof.  
**Chan Jung Kim**  
(Pukyong National Univ.)

Prof.  
**Jae Eun Kim**  
(Catholic Univ. of Daegu)

Prof.  
**Cheol Ung Cheong**  
(Pusan National Univ.)

Prof.  
**Jae Young Kang**  
(Inha Univ.)

Dr.  
**Deuk Sung Kim**  
(NVT)

Prof.  
**Jin Woo Lee**  
(Ajou Univ.)

Dr.  
**Hong Seok Yang**  
(LHI)

Dr.  
**Young Cheol Huh**  
(KIMM)

Board Members

**Byung Chang Jung**  
(KIMM)

**Byung Kwon Lee**  
(KEI)

**Chang Yull Lee**  
(Chosun Univ.)

**Do Young Ko**  
(KHNP)

**Eun Rim Baek**  
(Seismic Simulation Test Center)

**Han Shin Seol**  
(KRISO)

**Hyeong Ill Lee**  
(Kyungpook National Univ.)

**Hyo In Ko**  
(KRRI)

**Hyu Sang Kwon**  
(KRISS)

**Hyun Ung Oh**  
(Chosun Univ.)

**Hyun Woo Park**  
(Dong-A Univ.)

**Hyun Wook Lee**  
(KRRI)

**In Hyung Yang**  
(LG Electronics)

**In Soo Son**  
(Dong-eui Univ.)

**Jae Sung Bae**  
(Korea Aerospace Univ.)

**Jae Won Lee**  
(NIER)

**Je Heon Han**  
(KPU)

**Jeong Ho Jeong**  
(FILK)

**Ji Woo Yoo**  
(Hyundai Motor Group)

**Jin Gyun Kim**  
(Kyung Hee Univ.)

**Jin You**  
(Samsung Electronics)

**Jong Hak Lee**  
(LG Nex1)

**Jong Jae Lee**  
(Sejong Univ.)

**Jong Seok Oh**  
(Kongju National Univ.)

**Joo Hwan Oh**  
(UNIST)

**Jung Bin Im**  
(Daewoo E&C)

**Jung Soo Ryue**  
(Ulsan Univ.)

**Kuk Su Kim**  
(DSME)

**Kwan Woo Hong**  
(Samsung Electronics)

**Kyoung Woo Kim**  
(KICT)

**Kyu Sik Kim**  
(KATECH)

**Kyung Taek Lee**  
(KNUE)

**Lae Hyong Kang**  
(Chonbuk National Univ.)

**Nam Cheol Kang**  
(Kyungpook National Univ.)

**Pyoung Jik Lee**  
(Liverpool Univ.)

**Pyung Sik Ma**  
(KIMM)

**Sang Jin Oh**  
(Jeonnam Provincial College)

**Se Jin Ahn**  
(Uiduk Univ.)

**Seon Jun Jang**  
(Hoseo Univ.)

**Seung Chul Lee**  
(POSTECH)

**Seung Yup Yoo**  
(LG Electronics)

**Soo Hong Jeon**  
(DTaQ)

**Sung Chan Lee**  
(Yongsan Univ.)

**Tae Ho Park**  
(UOS)

**Won Hyun Kim**  
(Hyundai Heavy Industries)

**Won Seok Yang**  
(KNUT)

**Yeon Jun Oh**  
(KOMERI)

**Yong Hee Kim**  
(KCL)

**Yong Hwa Park**  
(KAIST)

**Young Soo Seo**  
(ADD)

**Yun Ho Seo**  
(KIMM)

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

# 한국소음진동공학회논문집

2020년 2월

제 30 권 제 1 호 통권 252호

## 목 차

배관 균열형태와 밸브개폐에 따른 음향방출신호 및 진동신호의 특징분석 .....	최윤오 · 김정민 · 안병현 · 최병근 ...	5
저소음 운항절차 개선을 위한 항공기 소음 측정지점 선정기준에 대한 연구 .....	이준호 · 정태량 · 김득성 · 전형준 · 손진희 ...	11
실차 적용을 고려한 브레이크 스킵 소음 저감 고주파 디더 제어 시스템 개발 및 실험적 검증 .....	강지상 · 정휘권 · 박규혜 · 황재근 · 김정규 ...	20
공동주택 바닥 공사 공정별 바닥충격음 특성 분석 .....	이원학 · 송국곤 · 한찬훈 ...	29
차량 도어 래치의 작동력 계산을 위한 수식 유도 : 파트 1- 캐치, 파울 및 릴리스 래버 .....	이예호 · 이태훈 · 최승복 · 윤근하 · 김완현 · 정병대 이진복 · 김다빈 · 신진용 ...	37
차량 도어 래치의 작동력 계산을 위한 수식 유도 : 파트 2- OS/IS 래버, 전체 작동력 분석 .....	이예호 · 이태훈 · 최승복 · 윤근하 · 김완현 · 정병대 이진복 · 김다빈 · 신진용 ...	45
연료 슬로싱 효과를 고려한 위성 기동 간의 SAR 안테나 반사판의 진동 분석 .....	정바울 · 김태현 · 서종은 · 한재홍 · 이재은 · 정화영 ...	52
공기청정기의 구조기인소음 저감 .....	이부영 · 류석원 · 정진태 ...	60
2기1축 선박 추진시스템의 빙 충격 토크해석 .....	이돈출 · 송명호 · 병광다오 · 이재용 ...	67
와이어 메쉬 재질을 이용한 하이브리드 마운트용 수동 진동 절연 요소 설계 .....	신윤호 · 이정훈 · 정병창 · 문석준 ...	75
SMART100 원자로 축소모델시험 사업자 요건 개발 .....	고도영 · 최선희 ...	82
동특성 변화를 이용하여 트러스 구조물의 손상 예측 .....	이 정 윤 ...	86

C · O · N · T · E · N · T · S

- Feature Analysis of Acoustic Emission and Vibration Signal According  
to Pipe Cracking Shape and Valve Opening/Closing ..... Choi, Y. O., Kim, J. M., Ahn, B. H.  
and Choi, B. K. ... 5
- Study on Guideline for the Selection of Aircraft Noise Monitoring Spots  
for Improvement of Noise Abatement Procedures ..... Lee, J. H., Choung, T. R., Kim, D. S.,  
Chun, H. J. and Son, J. H. ... 11
- Development and Validation of a High-frequency Dither Control System for Applications  
in Automobile Squeal Noise Suppression ..... Kang, J. S., Jung, H. K., Park, G. H.,  
Hwang, J. K. and Kim, J. K. ... 20
- Analysis on the Characteristics of Floor Impact Sound by Floor Construction Process  
of Apartment Houses ..... Lee, W.-H., Song, G.-G. and Haan, C.-H. ... 29
- Calculation Formula for Operating Force of Vehicle Door Latch :  
Part 1- Catch, Pawl and Release Lever ..... Lee, Y.-H., Lee, T.-H., Choi, S.-B., Yoon, G.-H.,  
Kim, W.-H., Jung, B.-D., Lee, J.-B., Kim, D.-B. and Shin, J.-Y. ... 37
- Calculation Formula for Operating Force of Vehicle Door Latch :  
Part 2- OS/IS Lever and Total Force Analysis ..... Lee, Y.-H., Lee, T.-H., Choi, S.-B.,  
Yoon, G.-H., Kim, W.-H., Jung, B.-D., Lee, J.-B., Kim, D.-B. and Shin, J.-Y. ... 45
- Vibration Analysis of SAR Antenna Reflector during Satellite Maneuver  
Considering the Propellant Sloshing Effect ..... Chung, B.-W., Kim, T.-H., Suh, J.-E.,  
Han, J.-H., Lee, J.-E. and Jung, H.-Y. ... 52
- Reduction of Structure-born Noise in an Air Purifier ... Lee, B. Y., Ryu, S. K. and Chung, J. T. ... 60
- Ice Impact Torque Analysis for Twin-engine-One-shaft Marine Propulsion System ..... Lee, D. C.,  
Song, M. H., Vuong, Q. D. and Lee, J. U. ... 67
- Design of Passive Vibration Isolation Element by Wire Mesh Material  
for Developing a Hybrid Mount ..... Shin, Y.-H., Lee, J.-H., Jung, B.-C. and Moon, S.-J. ... 75
- Development of Utility Requirements  
for SMT of SMART100 Reactor ..... Ko, D.-Y. and Choi, S.-H. ... 82
- Damage Detection in the Truss Using Modified Dynamic Characteristics ..... Lee, J. Y. ... 86



# 배관 균열형태와 밸브개폐에 따른 음향방출신호 및 진동신호의 특징분석

## Feature Analysis of Acoustic Emission and Vibration Signal According to Pipe Cracking Shape and Valve Opening/Closing

최 윤 오\* · 김 정 민\* · 안 병 현\* · 최 병 근†

Yun O Choi\*, Jeong Min Kim\*, Byeong Hyun Ahn\* and Byeong Keun Choi†

(Received May 2, 2019 ; Revised December 3, 2019 ; Accepted December 12, 2019)

**Key Words :** Pipe Cracking(배관 균열), Vibration Signal(진동 신호), Acoustic Emission(음향방출), Feature Analysis(특징 분석)

### ABSTRACT

Machinery typically consists of numerous pipes and valves. In particular, Pipes in power plant, are prone to defects owing to high-temperature, high-pressure steam. Such defects may result in reduced efficiency and increased risk of accidents due to fluid leakage. In this study, an experimental model used pipe used in heat exchangers to detect early defects in pipes. The classification performance of the vibration and acoustic emission signals was evaluated; specifically, the classification performance of acoustic emission signals before and after the pre-processing was evaluated. The characteristics used for classification were selected using three discriminative features by applying a GA(genetic algorithm), and the classification performance was evaluated using a support vector machine. The results of the study are expected to be the basis for early detection of pipe defects.

### 1. 서 론

기계설비는 기계적 결함, 작동 오류, 사고 및 자연 재해 등에 의해 구동정지가 일어난다. 이 같은 구동 정지에 의해 기계설비의 중단 될 시 큰 비용을 초래하게 된다. 이처럼 중단 시에 많은 비용이 들지만 중단 없이 설비에 대한 신뢰성을 향상시키기는 어렵다<sup>(1)</sup>.

기계설비에는 복잡하고, 다양하게 배관이 사용되고 있다<sup>(2)</sup>. 이러한 기계설비 내의 배관은 유체의 이동수단 역할<sup>(3)</sup>로 사용되며, 특히 플랜트 내의 배관은 고

온, 고압의 증기로 인해 배관결함 가능성이 있다<sup>(4)</sup>. 이 같은 배관결함으로 인한 누설 시 효율성 감소 및 화재사고로 인한 인명피해가 있을 수 있다.

플랜트 내의 배관은 내부응력, 부식, 충격 등으로 인해 배관의 균열이 발생 할 수 있다. 배관의 결함 형태로는 부식 결함, 기계적 결함과 같은 다양한 결함이 존재한다<sup>(5)</sup>. 또한 용접에 의한 잔류응력 등 여러 형태의 응력에 지배를 받으며, 이러한 원인들로 인해 수평 및 수직방향 균열로 나타나게 된다.

플랜트 내의 배관에는 많은 밸브들이 존재하며<sup>(6)</sup>, 밸브유체누설로 인한 안전사고 및 에너지손실이 생긴

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

\* Member, Gyeongsang National University, Student

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

‡ Recommended by Editor Soo Il Lee

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

다. 하나의 밸브의 누설량은 적지만, 플랜트 내에는 많은 밸브들이 존재하므로 이러한 많은 밸브들이 함께 누설 된다면 또 다른 효율성 문제를 일으킨다.

사고 및 인명피해 효율성 감소에 대한 문제를 보완하기 위해 누설이 발생하는 밸브와 배관결합을 조기에 탐지하는 연구가 활발히 진행되고 있다. 이러한 탐지방 법에는 가속도 센서를 이용한 진동측정과 초음파, 방사선, 음향방출법과 같은 비파괴 검사가 대표적이다<sup>7)</sup>.

이 연구에서는 가속도 센서와 음향방출센서를 사용하였으며, 가속도 센서는 설비기기의 충격, 진동과 같은 동적인 힘을 측정하며 기기의 운동 상태를 상세하게 감지 할 수 있다. 음향방출신호는 배관 내의 유체 유동에 의해 구조물에 표면파로 생성되어 전파되는 것이며, 일반적인 구조물에서 유체의 유동은 압력으로 변환되며 이 압력이 소리를 발생시키는데 이를 음향방출신호라고 한다<sup>5)</sup>. 이러한 음향방출신호는 실시간으로 모니터링이 가능하며, 센서 한 개로 넓은 영역을 감지 할 수 있다. 하지만 음향방출신호의 경우 잡음이 많이 포함되어 있는 단점이 있기 때문에, 원 신호를 이용하여 분석하기는 쉽지 않다. 따라서 음향방출센서의 경우 envelope(포락) 전처리의 일종인 Hilbert transform(힐버트 변환)을 이용하여 전처리 전/후 데이터를 비교하였다.

일반적으로 배관 운용 시 넓은 주파수 대역에 주파수 신호가 존재한다. 음향방출센서로 고주파신호를 측정하며, 가속도 센서로 음향방출센서에 비해 저주파인 진동신호를 수신한다<sup>7)</sup>. 따라서 가속도 센서와, 음향방출 센서를 모두 사용함으로써 보다 넓은 대역의 진동을 모두 확인 할 수 있다.

이 연구에서는 정상배관과 다양한 균열을 모사하기 위해 수평방향, 수직방향 균열 배관을 사용하였으며, 정상배관과 균열배관, 밸브의 개폐여부에 따라 진동신호와 전처리 전·후의 음향방출신호를 비교분석함으로써 배관결합 조기 진단 가능성을 확인하고자 한다.

## 2. 실험

### 2.1 실험 모델

실험 모델로는 열교환기 구성부품인 배관을 사용했으며, 정상상태의 배관, 수평방향, 수직방향 균열을 모사한 배관을 사용하였다. 각 Fig. 1의 (a)~(c)에 균열을 모사한 배관을 나타내었다. 수평방향으로 가로

50 mm 세로 3 mm, 수직방향으로 가로 3 mm, 세로 50 mm의 균열을 낸 배관을 사용했으며, Fig. 1(d)의 heater와 공기 압축기를 이용해 60 °C, 30 m<sup>3</sup>/min로 설정하였다.

### 2.2 실험 방법

실험 case는 밸브 개폐, 정상상태, 수평방향, 수직방향 균열 형태에 따라 총 5가지로 실험을 진행했으며,

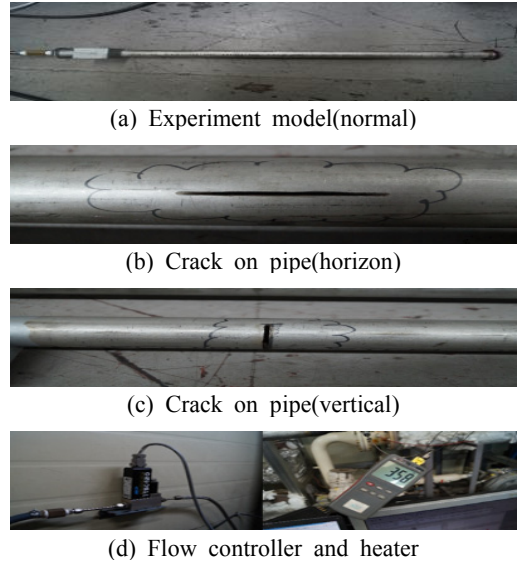


Fig. 1 Experiment model and controller

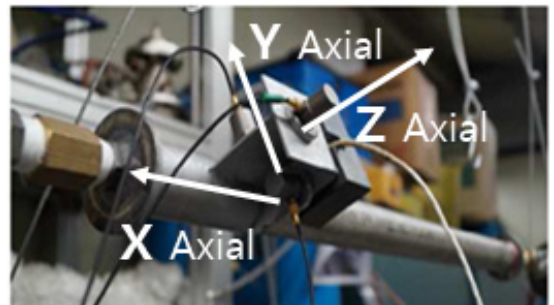


Fig. 2 Acceleration sensor and AE sensor on pipe

Table 1 Case of experiment

Case	Condition	Valve	Inlet flow	Temp.
1	Normal	Close	30 m <sup>3</sup> /min	60 °C
2	Crack(horizon)	Close		
3		Open		
4	Crack(vertical)	Close		
5		Open		



# Features

<b>Peak</b>	<b>Root-mean-square</b>	<b>Kurtosis</b>	<b>Crest Factor</b>	<b>Clearance Factor</b>
$f_1 = \max( x )$	$f_2 = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N x_n^2}$	$f_3 = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N \left(\frac{x_n - \bar{x}}{\sigma}\right)^4$	$f_4 = \frac{\max( x )}{\sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N x_n^2}}$	$f_5 = \frac{\max( x )}{\left(\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N \sqrt{ x_n }\right)^2}$
<b>Impulse factor</b>	<b>Shape factor</b>	<b>Skewness</b>	<b>Square-mean-root</b>	<b>5<sup>th</sup> Normalized Moment</b>
$f_6 = \frac{\max( x )}{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N \sqrt{ x_n }}$	$f_7 = \frac{\sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N x_n^2}}{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N  x_n }$	$f_8 = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N \left(\frac{x_n - \bar{x}}{\sigma}\right)^3$	$f_9 = \left(\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N \sqrt{ x_n }\right)^2$	$f_{10} = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N \left(\frac{x_n - \bar{x}}{\sigma}\right)^5$
<b>6<sup>th</sup> Normalized Moment</b>	<b>Mean</b>	<b>Shape Factor2</b>	<b>Peak-to-peak</b>	<b>Kurtosis Factor</b>
$f_{11} = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N \left(\frac{x_n - \bar{x}}{\sigma}\right)^6$	$f_{12} = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N x_n$	$f_{13} = \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N \sqrt{ x_n }}{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N  x_n }$	$f_{14} = \max(x) - \min(x)$	$f_{15} = \frac{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N \left(\frac{x_n - \bar{x}}{\sigma}\right)^4}{\left(\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N x_n^2\right)^2}$
<b>Standard Deviation</b>	<b>Smoothness</b>		<b>Uniformity</b>	
$f_{16} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{n=1}^N (x_n - x)^2} =  \sigma $	$f_{17} = 1 - \left(1 + \left(\frac{1}{n} \sum_{n=1}^N (x_n - x)^2\right)^2\right)$		$f_{18} = 1 - \left(\frac{\frac{1}{n} \sum_{n=1}^N (x_n - x)^2}{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N x_n}\right)$	
<b>Normal Negative Log-likelihood</b>	<b>Entropy Estimation Value</b>	<b>Entropy Estimation Error Value</b>		
$f_{19} = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}}$	$f_{20} = -\sum_{n=1}^N P_n \cdot \ln P_n$	$f_{21} = \sum_{n=1}^N P_n \cdot \ln P_n^2$		
<b>Histogram Upper Bound</b>	<b>Histogram Lower Bound</b>	<b>Frequency center</b>		
$f_{22} = \max(x_i) + \frac{(\max(x_i) - \min(x_i))}{2(n-1)}$	$f_{23} = \max(x_i) - \frac{(\max(x_i) - \min(x_i))}{2(n-1)}$	$f_{24} = \frac{\int_0^\infty f s(f) df}{\int_0^\infty s(f) df}$		
<b>Mean Square Frequency</b>	<b>RMS of Frequency</b>	<b>Variance Frequency</b>		
$f_{25} = \frac{\int_0^\infty f^2 s(f) df}{\int_0^\infty s(f) df}$	$f_{26} = \sqrt{\frac{\int_0^\infty f^2 s(f) df}{\int_0^\infty s(f) df}}$	$f_{27} = \frac{\int_0^\infty \left(f - \frac{\int_0^\infty f s(f) df}{\int_0^\infty s(f) df}\right)^2 s(f) df}{\int_0^\infty s(f) df}$		
<b>Root Variance Frequency</b>	<b>Frequency Overall</b>	<b>Frequency RMS Overall</b>		
$f_{28} = \sqrt{\frac{\int_0^\infty \left(f - \frac{\int_0^\infty f s(f) df}{\int_0^\infty s(f) df}\right)^2 s(f) df}{\int_0^\infty s(f) df}}$	$f_{29} = \sum_{n=1}^N s_n$	$f_{30} = \sqrt{\sum_{n=1}^N s_n^2}$		

Fig. 3 Feature on time, entropy, frequency domain

Table 1에 나타내었다. 데이터 취득형태는 Fig. 2와 같이 X, Y, Z에 가속도 센서를 부착하였고, Z축에 음향방출센서를 부착하여 각각 진동신호와 음향방출신호를 30초 동안 취득하였다.

**2.3 특징 추출 및 분류**

진동 및 음향방출신호를 취득하여 시간, 엔트로피, 주파수영역의 총 30가지 특징 값에 대해 취득된 신호를 비교 분석하였다. 특징 값은 Fig. 3에 정리하여 나타내었다.

시간, 엔트로피, 주파수 영역의 총 30가지 특징 중 Table 1의 5가지 케이스를 가장 잘 분류해 줄 수 있는 특징 3가지를 GA(genetic algorithm)를 이용하여 특징을 선택하였다. GA 기반 특징 선택은 각 클래스 내의 밀도와 클래스 간의 평균거리를 목적 함수로 설정하여 정해진 세대수 만큼 반복하여 최상의 적응도를 갖는 특징 값을 이용하여 최적화 하였다<sup>(8)</sup>.

GA를 이용하여 선택된 특징 3가지를 X, Y, Z 축으로 나타내어 Table 2의 5가지 케이스를 3차원 평면에 나타내었으며, 기계학습의 알고리즘 중 하나인 SVM (support vector machine)을 사용하여 분류성능을 평

가하였다<sup>(8)</sup>. SVM은 클래스 사이의 평면을 생성하여, 클래스와 평면사이의 거리를 통해 분류성능을 평가하는 기법이다. 이 논문에서 취득한 데이터의 2/3는 training데이터로 사용되었으며, 1/3은 test데이터로 사용하였다<sup>(9)</sup>. 1/3의 test데이터를 이용하여 각 case의 분류성능 및 전체 case의 분류성능 %를 확인하였다.

**3. 결 과**

**3.1 진동신호의 분류결과**

Fig. 4는 진동신호의 분류결과이며, case 1은 정상, case 2, 3은 수평방향 균열, case 4, 5는 수직방향 균열을 나타내며, case 2, 4의 경우 밸브가 열린 상태, case 4, 5의 경우 밸브가 닫힌 상태를 나타낸다. 5가지 case 모두에 대해 분류성능이 75%가 나왔으며, 정상과 균열배관, 밸브 개폐에 따라 분류가 되었음을 확인 할 수 있다.

Fig. 5는 정상을 제외한 나머지 4개의 case에 대한 분류 결과이며 분류성능은 69%로 확인되었다.

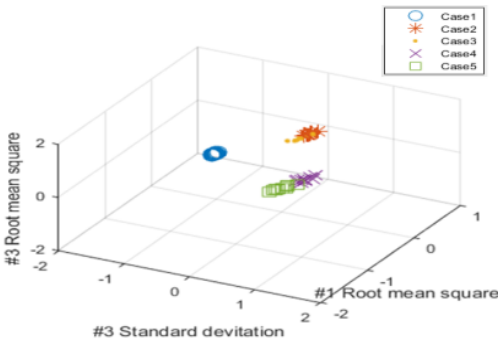


Fig. 4 Classification result of vibration signal

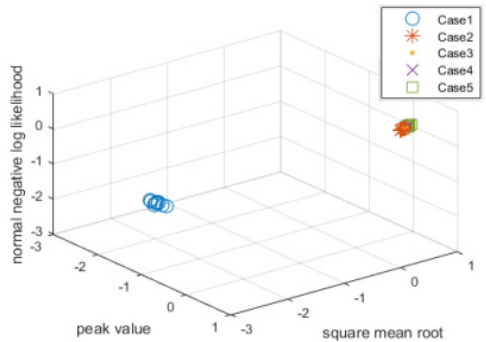


Fig. 6 Classification result of acoustic emission signal

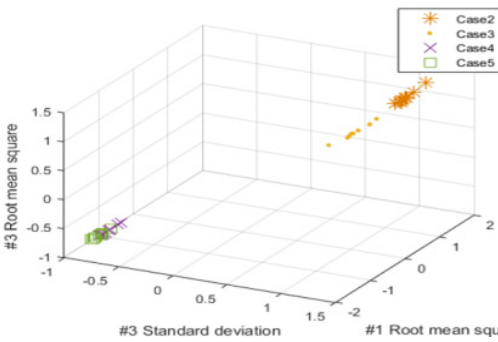


Fig. 5 Classification result of excluding normal vibration signal

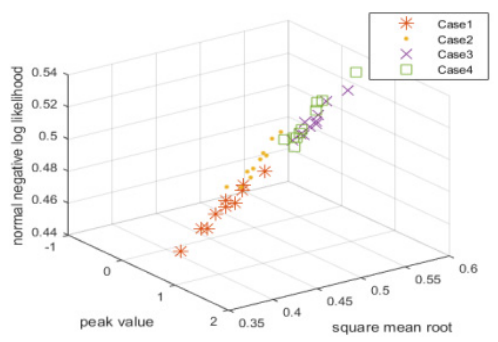


Fig. 7 Classification result of excluding normal acoustic emission signal

### 3.2 전처리 전의 음향방출신호 분류결과

Fig. 6은 전처리 전의 음향방출신호의 5가지 case 모두에 대한 분류 결과이다. 분류 결과 분류성능은 81%가 나왔으며, 정상과 균열형태에 따라 분류가 되었음을 확인 할 수 있다.

Fig. 7은 정상상태를 제외한 나머지 4개의 case에 대한 분류 결과이며, 분류성능은 87%로 확인되었다.

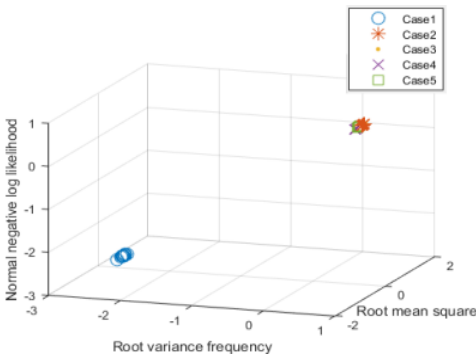


Fig. 8 Classification result of acoustic emission signal

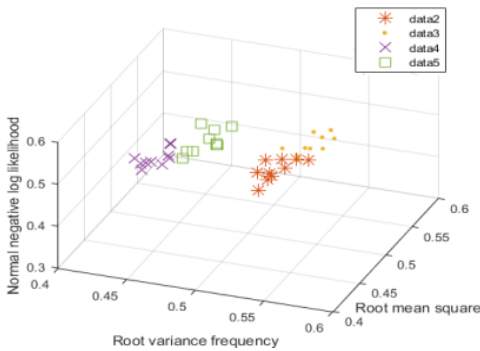


Fig. 9 Classification result of excluding normal acoustic emission signal

Table 2 Result of classification performance

Signal	Performance (%) 5 case	Performance (%) 4 case	Performance (average)
Vibration	75 %	69 %	72 %
Acoustic emission (before preprocessing)	81 %	87 %	86 %
Acoustic emission (after preprocessing)	87 %	100 %	94 %

균열형태에 따라 분류가 되었지만, 수직방향 균열의 밸브 개폐에 따라 분류가 되지 않았음을 확인할 수 있다.

### 3.3 전처리 후의 음향방출신호 분류결과

Fig. 8은 전처리 후의 음향방출신호의 분류 결과이며 분류성능은 87%로 나왔다. 정상과 4개의 case는 분류가 되었지만, 균열형태와 밸브개폐에 따라 분류가 되지 않았음을 확인할 수 있다.

Fig. 9는 정상상태를 제외한 4개의 case의 분류 결과이며, 분류성능은 100%로 확인되었다. 수평방향, 수직방향 균열, 밸브 개폐에 따라 분류가 되었음을 확인할 수 있다. 또한 전처리 전과 다르게 수직방향 균열에서 밸브개폐에 따라도 분류가 되었음을 확인할 수 있다.

Table 2에 Figs. 4 ~ 11의 분류성능을 요약하여 나타내었다. Classification 5 case는 정상, 수평방향균열, 수직방향균열 배관 전체에 대한 분류성능이며, classification 4 case는 수평, 수직방향균열 배관의 분류성능, total은 4, 5 case 분류성능의 평균을 나타내었다.

## 4. 결 론

이 논문에서는 정상배관, 수평, 수직방향 균열배관을 사용했으며, 진동신호와 음향방출신호를 취득하여 균열형태와 밸브개폐에 따라 총 5가지 case로 나누어 실험을 진행하였다.

그 결과 진동신호의 경우 평균적으로 분류성능은 72%, 음향방출 원 신호의 경우 86% 전처리 후의 음향방출신호의 경우 94%로 확인되었다.

이 연구의 균열배관에는 진동신호보다 음향방출 신호가 분류성능이 뛰어났다. 이는 배관의 진동은 전대역이 진동하므로 측정대역이 넓은 음향방출신호가 더 많은 결함신호를 포함하고 있기 때문이라고 판단된다.

또한 envelope 전처리를 수행한 음향방출신호가 전처리 전의 음향방출신호보다 분류성능이 우수함을 확인하였다. 이는 음향방출센서의 경우 잡음을 많이 포함하고 있기 때문이라고 판단된다.

이 연구의 실험모델인 열교환기 배관으로 정상배관 및 결함배관과 밸브개폐에 따라 다른 특성을 확인하였으며, 이러한 연구가 배관 조기결함 탐지에 크게 기여할 것이라 판단된다.

## 후 기

이 연구는 “자동예측 진단 기술 개발(한국수력원자력 중앙연구소)”의 지원(L17S086000)으로 수행되었으며, 관계자 여러분께 감사드립니다.

## References

(1) 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.

(2) Jeon, B. C., Jung, J. H. and Youn, B. D., 2013, Anomaly Diagnostics for Rotor System using Statistical Analysis of Vibration Signal, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 23, No. 10, pp. 831~832.

(3) Ha, J. S. and Lee, B. Y., 2013, A Study on the Steam Hammering Characteristics by Sudden Closure of Main Stop Valve in the Main Steam Piping System of a Power Plant, Journal of the Korean Institute of Gas, Vol. 17, No. 2, pp. 70~77.

(4) Kim, S. O., Jeon, H. S., Son, K. S., Chae, G. S. and Park, J. W., 2015, Steam Leak Detection Method in a Pipeline Using Histogram Analysis, Journal of the Korean Society for Nondestructive Testing, Vol. 35, No. 5, pp. 307~313.

(5) Oh, K. H., Yeom, G. J. and Kim, W. S., 2014, Status of Gas Piping Defect Assessment, Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers, Vol. 54, No. 1, pp. 38-42.

(6) Lee, S. G., Km, D. W., Kim, Y. S., Park, J. H. and Jeong, H. H., 2009, Study on Statistical Analysis of Measured Fluid Leakage Data and Estimation of the Leakage Rate for Power Plant Valve, Journal of the Korean Society for Power System Engineering, Vol. 13, No. 5, pp. 59-66.

(7) Kim, Y. H., Kim, J. H., Song, B. M., Lee, J. H. and Cho, Y. H., 2009, A Study on the Leakage Characteristic Evaluation of High Temperature and Pressure Pipeline at Nuclear Power Plants Using the Acoustic Emission Technique, Journal of the Korean Society for Nondestructive Testing, Vol. 29, No. 5, pp. 466~472.

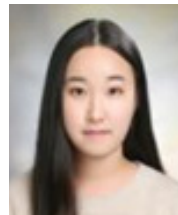
(8) Kim, H. J., Ahn, B. H., Park D. H. and Choi, B. K., 2017, Feature Analysis for Fault Diagnosis According to Gearbox Failure, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 27, No. 3, pp. 312~317.

(9) Ahn, B. H., Kim, Y. H., Lee, J. M., Lee, J. H. and Choi, B. K., 2014, Signal Processing Technology for Rotating Machinery Fault Signal Diagnosis, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 24, No. 7, pp. 555~561.



Yun O Choi

Yun O Choi is unified Bachelor'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 shaft through FEM analysis and measurement for diagnosis



Jeong Min Kim

Jeong Min Kim is unified Bachelor'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 shaft through FEM analysis and measurement for diagnosis.



Byung Hyun Ahn

Byung Hyun Ahn is unified 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 shaft through FEM analysis and measurement for diagnosis.



Byeong Keun Choi

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

# 저소음 운항절차 개선을 위한 항공기 소음 측정지점 선정기준에 대한 연구

## Study on Guideline for the Selection of Aircraft Noise Monitoring Spots for Improvement of Noise Abatement Procedures

이준호<sup>†</sup> · 정태량\* · 김득성\* · 전형준\* · 손진희\*  
Jun Ho Lee<sup>†</sup>, Tae Ryaug Choung\*, Deuk Sung Kim\*, Hyung-Joon Chun\*  
and Jin Hee Son\*

(Received September 19, 2019 ; Revised January 10, 2020 ; Accepted February 5, 2020)

**Key Words** : Noise Abatement Procedures(저소음 운항절차), Aircraft Noise Monitoring(항공기 소음 측정기)

### ABSTRACT

The Minister of Land, Infrastructure and Transport of Korea has been executing aircraft noise abatement and compensation schemes since 1993; however, there are constant complaints regarding aircraft noise. To establish effective aircraft noise reduction policy, accurate understanding and analysis of aircraft operating noise must be prioritized. This study reviewed the current system and measurement method of aircraft noise and analyzed the measured statistic data of aircraft noise. Three improvement plans were proposed for selecting aircraft noise monitoring spots to manage noise levels in the aircraft noise control areas and to improve noise abatement procedures.

### 1. 서론

항공기 운항으로 발생하는 항공기 소음을 감소시키기 위한 효율적인 소음대책은 항공기 소음 발생에 대한 정확한 이해와 분석이 필요하며, 항공기 소음피해를 받고 있는 주민들에게는 체감할 수 있는 정책이 필요하다. 항공기 소음으로 인한 민원 발생의 원인을 이해하지 못하고 수립된 법령과 정책은 소음피해 인식을 가중시키게 된다. 국내의 경우, 1993년부터 민간 항공기 소음대책 사업을 시행하였다. 정책과 제도는 완벽할 수는 없으나, 보상사업 성격의 정책은 근본적인 정책이 될 수 없으며, 항공기에서 전달되는

소음을 줄이기 위한 근본적인 정책이 필요하다. 항공기 소음을 줄이기 위한 대표적인 제도는 저소음 운항절차로, 2008년 7월부터 김포국제공항에서 시작하여 10년의 세월이 경과되었다. 그러나 저소음 운항절차를 시행하더라도 해당공항의 소음도 저감 dB(A)에 대한 계획이나 해당공항의 소음도 유지를 위한 구체적인 계획이 없다. 따라서 현재 시행되고 있는 정책에 대한 문제점을 파악하고, 보완 사항을 정책에 반영할 필요가 있다.

이 연구에서는 항공기 소음을 측정하는 제도와 측정방식을 검토하고, 항공기 소음 측정 통계자료를 검토하여, 항공기 소음대책지역의 항공기 소음도 관리와 시행중인 저소음 운항절차 개선을 위한 항공기 소

<sup>†</sup> Corresponding Author; Member, Korea Airports Corporation, Researcher

E-mail : 00ping1004@gmail.com

\* NVT Co.

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

‡ Recommended by Editor Won Ju Jeon

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

음 측정지점의 소음자동 측정망 설치 기준에 대한 개선방안을 제시하고자 한다.

## 2. 항공기 소음 자동측정망 설치기준

항공기 소음 자동측정망은 항공기 운항 소음이 전달되는 지역에 설치되어 있다. 항공기 소음 자동측정망은 배경소음과 항공기 소음을 구별할 수 있는 지점 선정과 측정된 소음에서 항공기 소음을 구별할 수 있는 별도의 기능이 필요하다. 국내의 항공기 소음측정기 설치기준은 국토교통부 예규 제216호 항공기소음 측정업무지침<sup>(1)</sup>과 환경부 국립환경과학원 고시 제2018-15호 소음·진동 공정시험기준<sup>(2)</sup>에 언급되어 있다. 국토교통부의 항공기소음측정업무지침에서 항공기 소음측정은 소음·진동공정시험기준에 따라 시행하고, 소음·진동공정시험기준에 명시되지 않은 사항은 국토교통부 업무지침에 따라야 한다고 명시하고 있어, 상호 보완적인 기능을 수행하도록 되어 있다<sup>(3)</sup>. 또한 항공기소음측정업무지침에는 공항주변 항공기 소음측정 기준, 방법, 자동소음측정망 설치 등의 필요 사항 규정을 제시해 놓았으며, 업무 지침 제6조에는 항공기 소음 자동측정지점 선정기준<sup>(1)</sup> 내용을 업무 지침 제6조에 제시하고 있다.

### 제6조(측정지점 선정)

- ① 소음 자동측정 지점의 선정원칙은 다음과 같다.
  1. 공항별 소음대책지역을 대표하는 지점
  2. 항공기 소음분포 확인 및 향로감시가 용이한 지점
  3. 배경소음과 지형지물에 의한 영향이 적은 지점
  4. 임대가 쉽고 장기간 사용이 가능한 지점
  5. 유지보수를 위한 접근이 쉬운 지점
  6. 측정장비의 보호가 쉬운 지점

7. 항공기 이·착륙 방향 및 활주로 방향별 지역별 안배
  8. 항공기 소음 민원다발 지역 또는 민원발생 가능성이 있는 지역
- ② 소음 자동측정 지점의 선정방법은 다음과 같다.
1. 제1항에 따라 후보지를 선정한다.
  2. 후보지 선정은 해당 지역 주민 및 지자체 의견을 수렴하여 향후에 민원이 발생되지 않도록 한다.
  3. 각 후보지에 대한 소음측정, 향로 및 주변여건을 조사하여 평가를 실시한다.
  4. 각 후보지에 대한 평가는 필요 시 관계전문가 등에게 자문을 받아 측정지점을 선정한다.

하지만 선정기준의 각 호에 대한 세부기준이 없기 때문에, 항공기 소음 자동측정지점 선정 시 논란이 반복되고 있다. 항공기 소음측정 업무지침 중 측정지점 선정원칙 제6조 제1항 제1호에서 제시한 ‘공항별 소음대책지역을 대표하는 지점’은 소음도가 높은 지점인지, 인구가 많은 지역인지, 민원이 많이 발생하는 지점인지 등 ‘대표하는 지점’에 대한 세부기준이 없다. 그리고 선정원칙에 나열된 각 호에 대한 세부기준 뿐만 아니라 제6조 제1항의 각 호의 조항 간 상충하는 경우, 우선순위에 대한 세부기준도 없으며, 소음측정기 설치 지점 부근에서, 소음측정기 추가 설치 시, 항공기 소음측정기 설치 간격에 대한 세부기준 등이 없어, 추가적인 연구가 필요하다<sup>(4)</sup>.

또한, 제6조 제2항의 소음 자동측정지점의 선정방법도 구체적이지 않아 여건변화를 반영하기 어렵다. 측정지점의 후보지가 정해졌다고 그 지점의 민원이 발생되지 않는 것은 아니며, 향로나 취항기종의 변경 등의 주변 여건 변화로 발생할 수 있어, 제2항 제2호의 내용은 선언적 의미에 불과하다. 제3호의 경우, 세

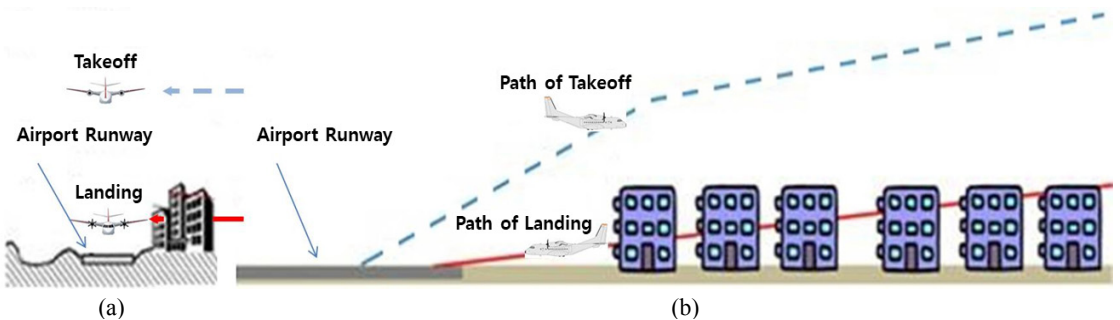


Fig. 1 Effect of building in case of measurement of aircraft noise

부 내용이 없고 제4호의 ‘관계전문가 등의 자문’에 대한 구체적 범위와 내용에 대한 세부기준이 없어, 임의적인 기준과 판단에 의존하게 된다.

국토교통부의 설치기준에서 특별히 명시하지 않은 사항은 소음·진동관리법 제7조의 기준에 의한 소음·진동 공정시험기준의 항공기 소음 관리기준 측정방법 및 환경부의 항공기 소음 자동측정망 운영지침에 명시되어 있어야 하는데, 따로 명시되어 있지 않기 때문에, 문제점을 개선해야 한다<sup>(4,5)</sup>.

그리고 소음발생원인 항공기의 이동경로에서 수음점을 차폐시키는 소음측정지점은 제외해야 한다. 항공기 정면지점(Fig. 1(a))에서는 건물의 차폐가 발생할 가능성이 적고, 상공을 통과하는 상황에서 가장 거리가 가까운 지점으로 통과하므로 최고소음도( $L_{Amax}$ )를 측정하는데 특별한 문제가 없지만, 활주로 측면지점(Fig. 1(b))에서는 정면지점보다 차폐에 의한 음 차단이 자주 발생된다. Fig. 1에서 이륙항공기 경로(파란색 점선, 상부 동선)의 고도는 통과지점이 높기 때문에, 착륙보다 건물에 의한 차폐 영향의 지속시간이 상대적으로 짧다. 그러나 착륙항공기 경로(빨간색 실선, 하부 동선)의 통과고도는 건물에 의한 차폐 영향의 지속시간이 길고, 건물 차폐로 인한 소음 감소까지 발생되어 항공기 소음을 측정하기가 적합하지 않은 상황이 발생된다. 주변지역의 고층 건물로 인한 차폐지역의 존재는 향후 항공기 소음평가단위 개정으로 사용될 SEL(sound exposure level, LE) 측정시 전달되는 에너지양의 변화로 나타나며,  $L_{den}$  평가시 오차의 원인으로 작용할 가능성이 높기 때문에, 소음·진동 공정시험기준을 보완<sup>(6)</sup>할 필요가 있다.

반면, ISO(the international organization for standardization) 20906<sup>(6)</sup>에서의 항공기 소음 자동측정망

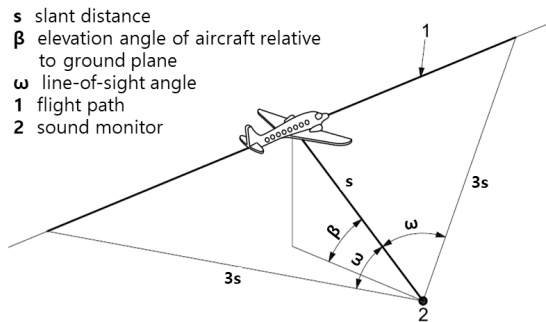


Fig. 2 Installation criteria for monitoring spots of aircraft noise by ISO 20906

설치기준은 우리나라 기준과는 달리 구체적인 기준이 제시되어 있다. Fig. 2는 ISO 20906에서 제시한 항공기 소음 측정지점 선정에 대한 세부 기준을 제시한 것으로, 항로에서 소음측정기까지의 최단거리(s) 지점의 소음도와 배경소음도와와의 차이가 최소 15 dB(A) 이상인 지점, 비행경로 상에서 발생하는 소음의 빈도가 가장 많은 지점, 거리 s와 3s 사이에 장애물이 없는 지점, 다른 소음의 영향을 받지 않는 지점, 최소 10 m 이내 반사표면이 없고, 거리 s와 3s에서의 소음도 차이가 최소 10 dB(A) 이상인 지점(자유음장의 구형 확산 고려), 거리 s와 3s의 각도( $\omega$ ) 등을 표시하고 있다. 여기서, 거리 s와 3s의 각도( $\omega$ )는 자유음장의 구형 확산을 고려하면, 70°로 상한치를 나타내지만, 대기 흡음, 지형성 등을 고려하면, 10 dB 감소되는 이륙시의 각도( $\omega$ )는 약 50°, 착륙시에는 60°의 각도를 일반적으로 사용하며, 마이크론의 높이는 지면 반사 효과를 배제하기 위하여 지상으로부터 최소 6 m에서 최대 10 m까지 설치할 것을 권장하고 있다.

ISO 20906에서 제시한 항공기 소음 자동측정망 설치기준을 검토해보면, 국내의 항공기 소음 자동측정망 설치기준에 대한 보완이 필요하다는 점을 인식할 수 있다<sup>(4)</sup>.

### 3. 항공기 소음 저감대책

항공기에서 발생하는 소음을 저감시키는 대책 중 항공기 자체(기체 및 엔진 등)에 대한 소음저감 방안과 수음점 소음대책을 제외한 항공기 운항과 관련된 일반적인 소음대책 종류는 통과고도와 관련된 ‘연속강화접근(CDA, continuous descent approach)’, ‘활주로 시단

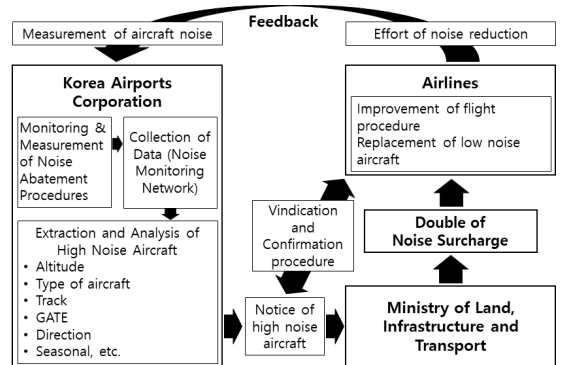


Fig. 3 Flowchart of noise abatement procedures in Korea

이설(runway displaced threshold), ‘급상승 이륙(climb out)’, ‘급각도 진입(two segment approach)’, ‘고정상 공통과(fix point fly over)’, ‘최저통과고도(NMA, noise area minimum altitude)유지’ 등의 대책과 거리감쇠 목적의 ‘우선활주로(preferential runway) 및 우선 비행로(preferential route)’, ‘중간이륙(intersection takeoff)’, 엔진추력 제한과 관련된 ‘엔진추력제한(thrust limit)’, ‘엔진 시운전(engine run-up) 장소·시간 및 보조동력장치(APU, auxiliary power unit) 사용 제한’ 및 ‘역추진(reverse thrust) 금지’, 통과고도와 엔진추력 제한과 관련된 ‘저소음운항절차(NADP, noise abatement departure procedure)’ 그리고 동체소음 저감을 목적으로 하는 ‘지연플랩(delayed/reduced flap)설정’ 등으로 정리할 수 있다<sup>(7)</sup>.

항공기 운항과 관련된 다양한 소음저감 대책을 시행하는 목적은 해당지점에서 항공기 소음을 저감 또는 추가적인 소음 발생을 억제시켜 항공기 소음을 감소시키는 것이다. 국토교통부의 공항소음 방지 및 소음대책지역 지원에 관한 법률<sup>(8)</sup> 제9조에는 소음저감운

항 의무 등의 내용으로 공항에 적용 가능한 저소음 운항절차를 수립하고 소음기준을 설정함으로써 항공기 소음피해를 최소화하는 소음저감 절차를 시행하고 있다. 대표적인 소음저감 절차는 소음부담금으로, 특정 측정지점의 고소음 기준을 초과하는 항공기는 소음부담금의 2배를 추가 납부해야 한다. 그러나 항공기 소음도와 소음부담금의 상관성이 부족하므로, 법 제정 취지에 맞도록 소음도와 소음부담금의 상관성이 반영될 수 있도록 추가적인 연구와 보완이 필요하다<sup>(9)</sup>.

Fig. 3은 국내에서 시행중인 저소음 운항절차 흐름도이다. 현재 시행되고 있는 대책에 의한 소음도 저감 여부를 확인하고 효과에 따른 피드백 결과를 정책에 반영하여야 한다. 또한 항공기 소음을 저감시키고자 하는 연도별 감소 계획이 수립 시행되어야 한다. 소음피해지역 주민들의 정서를 반영할 수 있도록 항공기 소음을 저감시키기 위한 연도별 계획을 수립하고 이에 따른 효과도 검증하여 피드백 결과를 정책에 반영하여야 한다. 따라서 효과를 검증하기 위해서는 항공기 소음도를 측정하는 소음기준이 제대로 설정되어야 한다.

#### 4. 항공기 소음 기준 수립

한국에서 고소음 항공기 운항에 대한 소음기준을 수립하기 위한 계획은 2006년 현 국토교통부의 ‘저소음 항공기 운항절차 수립을 위한 연구’에서 시작되었다<sup>(10-12)</sup>. 당시 연구는 영국 히드로 공항의 사례를 참조하여 Fig. 4와 같이 항공기 통과지점 중 소음측정기 상공 60° 범위 내를 통과했던 항공기의 소음도 값을 소음기준(noise limit)으로 정하였다.

항공기 통과범위를 정해서 소음기준을 설정하려면 항공기가 상승할 수 있는 높이와 추력 등 항공기 성능을 기준으로 설정해야 한다. 기존(과거)에 운항했던 항공기의 통과지점과 소음도 값으로 소음기준을 설정한 후 항공기의 통과고도와 향로 폭의 편차가 발생할 경우, 지상에서의 소음도가 변경되어 고소음 기준값의 대표성이 상실된다. 또한 히드로 공항의 소음기준을 국내공항의 초기 소음기준으로 도입했을 때, 대형기종 비율이 높은 히드로 공항과 국내공항의 조건에 대한 차이(항공기의 기종 비율, 비행거리에 따른 이륙중량의 차이로 인한 통과고도 차이 등)로 추가적인 소음변화의 변수가 발생한다는 것을 기준에 고려했어

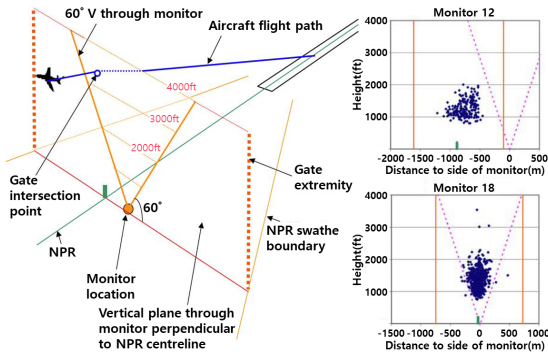


Fig. 4 Measurement range of noise monitor location at Heathrow airport

Table 1 Enforcement of aircraft noise abatement procedures by airports

Airport	The first notification and enforcement date / present notification
Gimpo	SRAA <sup>1)</sup> , Notification No.2008-49, 2008.7.1. SRAA, Notification No.2016-71
Gimhae	BRAA <sup>2)</sup> , Notification No.2013-3, 2013.9.5. BRAA, Notification No.2017-30
Jeju	JRAA <sup>3)</sup> , Notification No.2013-23, 2014.2.9. JRAA, Notification No.2016-14

1) SRAA=Seoul regional aviation administration

2) BRAA=Busan regional aviation administration

3) JRAA=Jeju regional aviation administration



야 했다. 그리고 국내공항은 히드로 공항과 달리 대형기종의 운항비율이 매우 적기 때문에, 소음이 높게 발생하는 대형기종의 소음도를 기준 소음도로 선택한다면, 기준 소음도보다 낮은 소음이 발생하는 기종들은 일정수준의 추가 소음(고도 낮춤 등)이 발생하더라도 기준 소음도를 만족할 수 있다. 따라서 전반적으로 항공기 소음을 낮출 수 없게 되므로 기종마다 특정 소음도를 정해서 시행할 필요성이 있다.

국내 김포공항의 경우, 소음을 가장 크게 발생시키는 기종(예, B747-400)을 소음기준으로 설정하였고, 김포공항 항공기 저소음 운항절차 연구결과를 기반으로 선정된 김해, 제주, 여수, 울산공항의 기준소음도 값은 기준점에서 거리감쇠를 보정하여 활주로의 방향

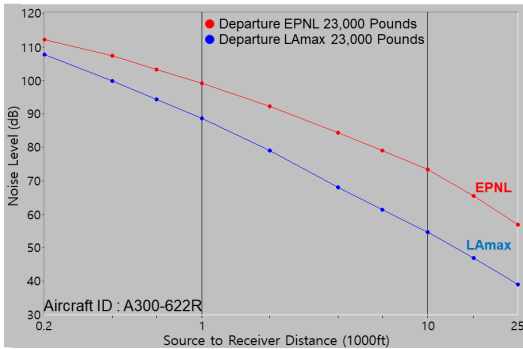


Fig. 5 Comparison of NPD curve(L<sub>Amax</sub> and EPNL) for PW4158 engine

Table 2 Number of violations by aircraft type for noise abatement procedures at Gimpo airport

Year	Aircraft type						
	A320	A330	B737	B747	Other	Total	
2008	0	7	0	53	8	68	
2009	0	4	0	24	10	38	
2010	3	2	0	6	6	17	
2011	0	7	0	0	1	8	
2012	0	3	1	33	10	47	
2013	0	6	0	5	3	14	
2014	0	5	5	8	5	23	
Violation	Tot	3	34	6	129	43	215
	Avg.	0.43	4.86	0.86	18.43	6.14	30.71
Annual avg. number	11 271	2520	38 284	2084	8141	62 301	
% of aircraft type	18.09	4.05	61.45	3.35	13.07	100.00	
% of violation	0.004	0.193	0.002	0.884	0.012	0.071	

별 소음측정지점의 고소음 기준으로 적용되고 있으며, 공항별 고소음 기준은 Table 1에 제시한 항공청 고시에 서술되어 있다<sup>(13-15)</sup>. 공항별 항공기 소음 측정 지점의 소음기준은 활주로의 방향별로, EPNL (effective perceived noise level)을 dB(A)로 변경한 소음도에 기준점까지의 거리감쇠 보정량을 적용하여 사용하고 있다.

Fig. 5는 항공기 A300-622R 기종에 장착된 PW4158 엔진의 EPNL과 L<sub>Amax</sub>의 거리별 소음도를 비교한 NPD(noise power distance) 곡선이다<sup>(16)</sup>. 항공기에 장착된 엔진 종류와 추력 마다 이와 유사한 형태의 그래프가 나타난다. 두 단위의 소음도 차이는 이격 거리에 따라 다르기 때문에, 두 소음도를 일정 상수의 변환식으로 사용할 경우, 각 공항의 거리별에 따른 적절한 소음도로 전환될 수 없다. 저소음 운항절차를 시행하고 있는 공항에서 고소음 기준 위반에 대한 항공사의 이의제기가 꾸준히 발생되고 있는 이유는 소음도에 대한 문제와 거리 감쇠에 대한 이해가 부족한 상태에서 소음기준을 정했기 때문이다<sup>(17,18)</sup>.

### 5. 항공기 소음 통계분석 결과

이 장의 내용은 한국공항공사의 통계자료를 분석한 결과이다.

#### 5.1 저소음 운항절차 시행결과

2008년 7월 1일부터 저소음 운항절차를 시행하고 있는 김포공항은 7년 동안 연평균 62 301대가 이륙하였고, 연 평균 43대가 저소음 운항절차 위반으로 적발되었으며, B747 기종이 대부분을 차지하고 있다. 이륙 항공기 중 3.35%를 차지하는 B747 기종의 위반율은



Fig. 6 Comparison of crossing altitude for aircrafts at Gimpo airport

0.88 % 이상이고, 항공기 중 18.09 %와 61.45 %를 차지하는 A320과 B737 기종의 위반율은 두 기종을 합하여도 0.01 % 미만으로 분석되었다. 이 결과는 Table 2에 제시해 놓았다.

국내에서 적용하고 있는 저소음 운항절차의 소음 기준은 가장 높은 소음을 발생시키는 항공기 소음을 기준으로 시행하고 있어, 고소음 발생 항공기를 관리하고 있으나, 운항비중이 높은 항공기종에 대한 소음 관리는 반영하지 못하고 있다.

항공기 통과고도를 분석하기 위하여, 김포공항의

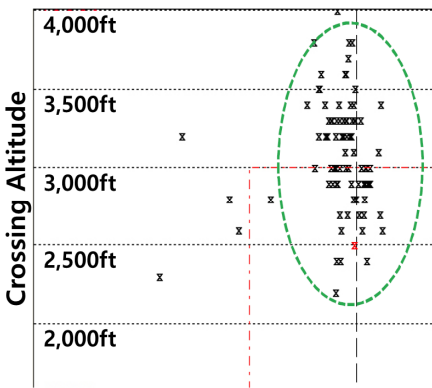
**Table 3** Crossing average Altitude by aircraft type

Year	Aircraft type					
	A320	A330	B737	B747	B777	Avg.
2008	3000 ft	2400 ft	2600 ft	2400 ft	2400 ft	2400 ft
2014	2600 ft	2500 ft	2400 ft	3100 ft	2500 ft	2500 ft

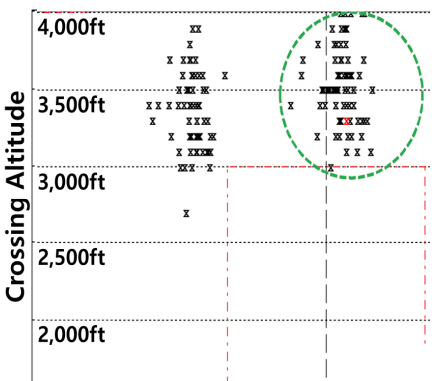
북쪽 방향으로 이륙(14 departure)하는 활주로 끝단에서 3000 m 이격된 측정지점(Fig. 6의 GATE)을 통과하는 항공기의 기종별 통과고도를 저소음 절차가 시작된 2008년과 2014년으로 구분하여 분석하였다. 여기서 붉은색 실선들은 항공기의 통과경로를 나타낸다. 기종별 통과고도 분석결과, 김포공항 운항기종 중 가장 높은 소음을 발생시키는 B747 기종을 제외한 나머지 기종들은 통과고도를 유지하거나 고도가 낮아진 것을 Table 3에서 확인할 수 있다.

Fig. 7(a)에 제시한 B747 항공기의 통과고도는 저소음 운항절차가 시행된 7월부터 고도가 상승하기 시작하였다. 항공기 운항특성상 하절기보다 동절기에 고도가 상승하는 패턴이지만, Fig. 7(b)와 비교해보면, 인위적 상승 결과인 것으로 판단된다.

또한, Table 3에 제시한 B747 기종의 통과고도는 2008년도에 3000 ft 이하를 통과하였으나, 2014년에는 3000 ft 이상으로 상승하였으며, 이는 고소음 기준

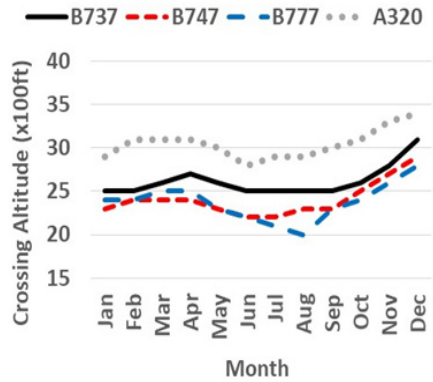


(a) 2008

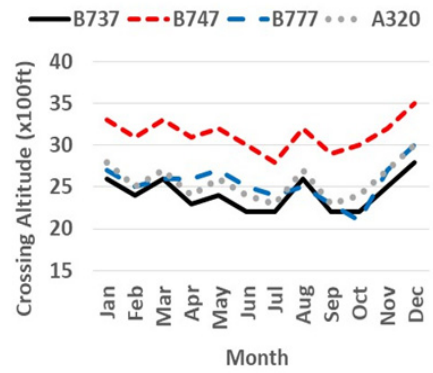


(b) 2014

**Fig. 7** Crossing altitude for B747 aircraft at GATE of Gimpo airport



(a) 2008



(b) 2014

**Fig. 8** Crossing altitude by aircraft type at GATE of Gimpo airport

을 회피하기 위한 비행으로 판단할 수 있다. 김포공항을 운항한 기종의 통과고도를 비교한 Fig. 8을 보면 운항의 약 80%를 차지하는 B737과 A320 기종은 오히려 2008년도보다 2014년도의 통과고도가 낮아졌다. 이는 다른 기종의 경우, 고소음 기준의 B747보다 상대적으로 소음기준에 여유가 있어, 통과고도를 낮추더라도 고소음 기준에 적발될 우려가 적기 때문에, 해당기종의 통과고도를 유지 또는 높게 운항할 필요가 없었던 것으로 추정할 수 있다.

**5.2 항공기 소음대책지역과 측정지점의 관계**

Fig. 9는 항공기 소음대책지역(A지역)과 이외의 지역(B지역)을 통과하는 제주공항 25방향 이륙항공기의 일부를 표기한 것이다<sup>(19)</sup>. 항공기는 이륙 후 고도 1500 ft에서 선회할 수 있어, 고도 450 m ~ 500 m 정도가 되면, 항공기는 선회하여 정해진 방향으로 이동한다. 하지만 선회가능 지점의 좌표를 지정하지 않으면, Fig. 9의 B지역으로 통과할 수 있다. 국내의 항공기 통과지점의 항로 폭과 상하 고도에 대한 기준이 정

해져 있지 않기 때문에, 항공기는 항공기 소음과 관련하여 소음대책지역을 벗어나서 운항하더라도 저소음 운항절차의 측정지점별 소음기준만 초과하지 않으면 제재를 받지 않는다. ①지역을 통과해야 할 항공기가 ②지역으로 통과하게 되면, B지역에서도 항공기 소음에 대한 민원이 발생할 수 있다. B지역에서 항공기 소음의 영향을 배제하기 위해서는 항공기가 소음대책지역과의 상관성을 유지하면서 비행하여야 한다<sup>(19)</sup>.

Fig. 10은 현재 사용되고 있는 항공기 소음측정기 적정 위치에 대한 표기이다<sup>(10,13,14)</sup>. 항공기가 활주로 방향으로 직선 비행을 한다면, 항공기는 distance B point(0 m)를 통과할 것이다. 그리고 B point(Fig. 9의 A지역 좌측 하단지점에 ①이 표시된 빨간 화살표 시작지점)가 75WECPNL이므로 소음측정기 정면 상공을 통과하는 항공기 소음은 75WECPNL을 초과하지 않는 범위 내에서 측정되어야 한다.

예를 들어, 580 m 고도로 B point(0 m) ②를 통과하는 항공기의 소음이 75WECPNL로 측정된다면, 같은 성능의 비행조건 하에서는, A point(-200 m) ①은 75WECPNL이 되고, B point ②는 75WECPNL보다 낮은 소음이 측정될 것이다. 또한 C point(+280 m)를 통과하면, C point ③은 75WECPNL이 되지만, B point ②는 75WECPNL보다 낮은 소음이 측정될 것이다.

국내의 저소음 운항절차 수립시에는 소음측정기의 상공 60°를 통과하는 모든 항공기의 소음 평균값을 적용했다. 만약 B point(0 m) 소음기준이 75WECPNL이고, 소음기준을 만족한다면, A point나 C point로 항공기가 통과하는 것은 제한해야 한다. 소음대책지역에 해당하지 않는 A point나 C point로 항공기가 통과하여 75WECPNL을 초과한다면, 소음민원이 발생할 수 있기 때문이다. 따라서 B point는 75WECPNL을 넘지 않아야 하고, A point나 C point를 통과하는 항공기를 고려한 별도의 측정기준을 수립해야 한다.

**5.3 소음측정지점의 통과고도와 항로 폭 설정**

측정지점을 통과하는 항공기의 소음도와 소음대책지역의 소음도를 유지하기 위해서는 항공기가 소음대책지역을 통과하여야 하고, 소음대책지역을 벗어난 지역에서 기준 소음도 이상의 소음이 발생되지 않아야 한다. 그러기 위해서는 항공기 소음 측정지점 설정과 관련된 기존의 연구에 대한 수정 및 보완이 필요하다. 60° 각도를 사용하는 방식의 문제점은 5.2에

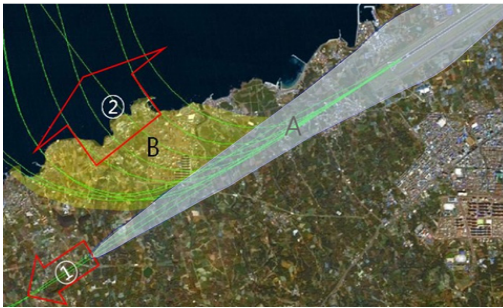


Fig. 9 Crossing points of aircraft at Jeju airport

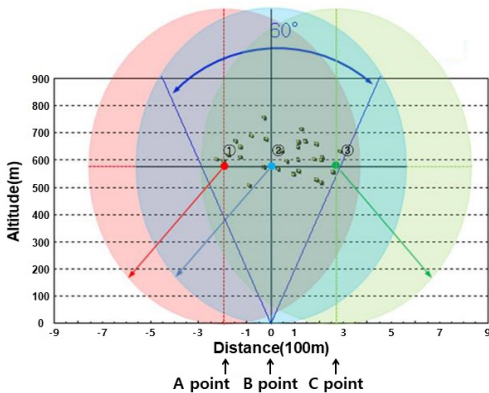


Fig. 10 Criteria for location of aircraft noise monitoring system

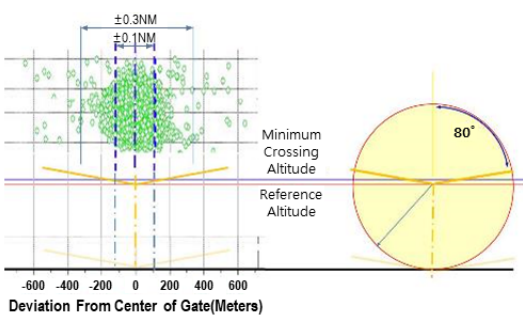


Fig. 11 Proposal of criteria for crossing altitude of aircraft

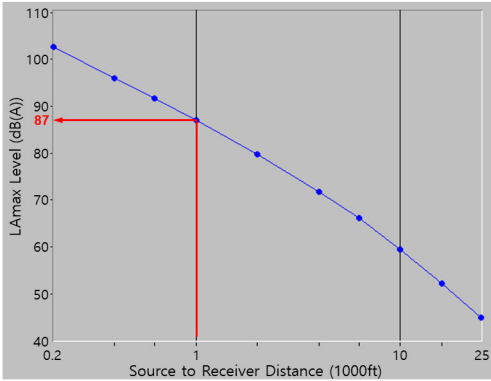


Fig. 12 Application of NPD curve for aircraft noise

서 서술한 바와 같다. 이 연구에서 제안하는 통과 항공기와 소음대책지역의 상관성을 유지하기 위한 측정 지점 설정 기준안은 Fig. 11에 제시해 놓았다. 항공기가 Fig. 11의 0 m 지점(소음측정기 설치 지점)을 통과할 때의 통과고도는 해당 지점의 최대허용 소음도에 의하여 결정된다<sup>19)</sup>.

대상 공항을 운항하는 기종의 최대추력 상태에서의 소음도와 소음측정지점까지의 거리감쇠 보정량을 적용하면, 측정지점에서의 기준고도가 결정된다. 측정지점에서 기준고도를 정하는 것은 Fig. 12에서 제시한 NPD 곡선<sup>16)</sup>으로 결정한다. NPD 곡선은 이륙과 착륙과정의 엔진별 추력 상태에 따라 거리와 소음도의 상관관계를 도식화한 그래프로 추력과 거리로 소음도를 예측할 수 있다.

만약 Fig. 11의 0 m 지점의 기준소음도는 엔진 추력 상태에서, 소음측정지점의 소음기준이 87 dB(A)를 초과하지 않아야 한다면, Fig. 12에 제시한 대상 항공기의 통과고도는 1000 ft임을 확인할 수 있다. 따라서 소음측정기 설치지점을 통과하는 최저 기준고도는 1000 ft가

된다. 해당공항을 운항하는 항공기종에 따른 이·착륙별 엔진추력 상태로, 특정고도 이상으로 상승하지 못하는 항공기는 이륙중량 제한 등을 고려하여 특정고도 이상으로 상승시키는 방안을 강구해야 한다.

Fig. 11에서 80° 각도는 소음·진동 공정시험기준에서 제시한 측정반경의 반각으로 해당 범위에 장애물이 없어야 하는 점을 반영하였다. 기준고도에서 반각 80° 범위와 항공기의 향로 폭에 의한 각도만큼 소음 저감 여유 고도를 추가로 상승시켜 최저통과 기준고도를 정하면 된다. 이때 항공기의 향로 폭은 0.1 NM을 제안한다. 여기서 NM(nautical mile)은 해상마일로 불리며, 1 NM = 1.852 km이다.

현재 RNP(required navigation performance) 절차에 의한 항공기의 자동항법 수준은 0.1 NM이내의 향로 폭으로 통과할 수 있는 기술을 갖고 있다. 다만 관계절차에서는 0.3 NM을 향로 폭 범위로 사용하고 있어, 초기에는 0.3 NM의 향로 폭을 적용하되, 유예기간을 거쳐 0.1 NM 이내로 기준을 설정하는 것을 제안한다.

최종적으로, 항공기의 향로 폭 0.1 NM(또는 0.3 NM) 범위 밖으로 통과하거나 기준고도 이하로 통과하는 항공기는 저소음 운항절차 위반으로 관리할 수 있도록 한다면, 소음대책지역의 소음을 저감 또는 유지시키면서, 고소음 발생 항공기를 관리할 수 있을 것으로 판단된다.

## 6. 결 론

이 연구에서 분석한 결과를 토대로, 다음과 같은 소음측정기 설치 기준에 대한 정책적인 개선안을 제시하고자 한다.

- (1) 항공기 소음 자동측정망 설치 기준과 측정업무 지침은 현재의 서술내용으로는 지속적인 민원이 발생할 수 있으므로, 구체적인 세부기준을 설정하여, 체계화되도록 개선되어야 할 것이다.
- (2) 항공기 소음대책은 주민들에게 보상의 수준으로 한정해서 시행하는 것이 아니라 항공기에서 발생한 소음을 계획적으로 감소시켜, 지상에 전달되는 소음을 감소시키는 노력이 필요하다. 따라서 공항에 따라 연도별 소음감소계획을 공포하고, 이에 따른 소음 저감효과를 제도적으로 반영하여야 할 것이다.
- (3) 소음측정기 향로 폭과 최저통과 기준고도는 해

당 공항을 운항하는 항공기의 기종별로 기준을 수립 하여야 하며, 항공기 운항에 대한 항로 감시 업무가 법제화 되어야 한다.

이 연구의 결과는 항공기 소음에 대한 소음대책 시행에 따른 과거의 문제점과 향후 발생할 수 있는 문제점들을 파악하고, 보완할 수 있는 가이드라인으로 활용할 수 있으며, 향후 항공기 소음저감 연구의 Land, Infrastructure and Transport, 2018기초자료로 활용할 수 있을 것으로 판단된다.

## References

(1) Ministry of Land, Infrastructure and Transport, 2018, Recommended Method for Computing Noise Contours Around Airports, Established Rules, No. 216.

(2) Ministry of Environment, 2018, Noise and Vibration Process Trial Standards, Notification No. 2018-15.

(3) The Korea Transport Institute, 2009, A Study on the Establishment of Master Plan for Airport Noise Countermeasure, TRKO201600014054.

(4) Lee, J. H., 2015, A Study on the Standards of Installation Distance to Fixed Aircraft Noise Monitors, Journal of Aviation Development of Korea, Vol. 63, pp. 195~214.

(5) Lee, J. H., 2009, Problems of Korea Standard Method for Noise and Vibration Regarding Aircraft Noise Measurement, Journal of Aviation Development of Korea, Vol. 50, pp. 154~169.

(6) International Organization for Standardization, 2009, Acoustics - Unattended Monitoring of Aircraft Sound in the Vicinity of Airports, ISO 20906.

(7) Lee, J. H., 2016, A Study on the Variation of Aircraft Noise Level by Changing the Noise Abatement Procedures, Journal of Aviation Development of Korea, Vol. 64, pp. 31~47.

(8) Ministry of Land, Infrastructure and Transport, 2019, Airport Noise Prevention And Areas Assistance Act, No. 15725.

(9) Lee, J. H., 2013, The Study on Realizing Aircraft Noise Surcharge Imposing System, Journal of Aviation Development of Korea, Vol. 60, pp. 97~126.

(10) Ministry of Construction & Transportation, 2006,

A Study on the Establishment of Noise Abatement Procedures, TRKO201000018711.

(11) Son, J. G., Kim, Y. M., Park, J. W. and Kim, Y. I., 2007, A Study on the Establishments of Aircraft Noise Abatement Procedures in Gimpo International Airport, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 17, No. 5, pp. 379~390.

(12) Son, J. G. and Kim, Y. M., 2007, A Study on the Establishments of Aircraft Noise Abatement Procedures in Gimpo International Airport(II), Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 17, No. 9, pp. 874~880.

(13) The Korea Transport Institute, 2007, A Service on the Establishment of Noise Abatement Procedures.

(14) The Korea Transport Institute, 2009, A Service on the Establishment of Noise Abatement Procedures - Yeosu, Ulsan Airport.

(15) Kim, Y. M., Kim, M. S., Son, J. G. and Kim, Y. I., 2008, Study on Establishment of Aircraft Noise Abatement Procedures in Gimhae International Airport, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 889~893.

(16) Federal Aviation Administration, 2007, INM(Integrated Noise Model) 7.0 User's Guide, OMB No. 0704-0188, 2007.

(17) Lee, J. H., 2005, A Comparative Research between WECPNL of ICAO and WECPNL of dB(A), Journal of Aviation Development of Korea, Vol. 38, pp. 119~136.

(18) Lee, J. H., 2005, A Comparative Research between WECPNL and ICAO WECPNL by dB(A), Journal of Aviation Development of Korea, Vol. 39, pp. 99~120.

(19) Lee, J. H., 2012, A Study for Maintaining the Designated Noise Level in Aircraft Noise Contour Area, Journal of Aviation Development of Korea, Vol. 59, pp. 65~81.



**Jun Ho Lee** received Ph.D. degree in Environment Engineering from Jeju National University in 2010. He has been in the aircraft noise field for about 30 years at Korea Airports Corporation(KAC). His research interests include policy, assessment, measurement, analysis and equipment related to aircraft noise.

# 실차 적용을 고려한 브레이크 스켈 소음 저감 고주파 디더 제어 시스템 개발 및 실험적 검증

## Development and Validation of a High-frequency Dither Control System for Applications in Automobile Squeal Noise Suppression

강 지 상\* · 정 휘 권\* · 박 규 해† · 황 재 근\*\* · 김 정 규\*\*  
Jisang Kang\*, Hwee Kwon Jung\*, Gyuhae Park†, Jae Keun Hwang\*\*  
and Jeong Kyu Kim\*\*

(Received October 17, 2019 ; Revised February 3, 2020 ; Accepted February 4, 2020)

**Key Words :** Automobile(자동차), Disc Brake(디스크형 브레이크), Squeal Noise(스켈 소음), Dither Control(디더 제어), Piezoelectric(압전체), High Frequency(고주파)

### ABSTRACT

Automobile brake squeal noise, which is nonlinear, friction-induced vibration in the frequency range of 1 kHz ~ 16 kHz, still remains a serious issue for the automobile industry. This paper presents experimental investigations into the suppression of automobile disc brake squeal noises using dither control. Dither control is a concept of active noise control by introducing high-frequency actuation into a system to suppress lower-frequency disturbance such as brake squeal noise. A dither control system for noise suppression was designed considering impedance matching and built for a real car application. The dither force was generated by a piezoelectric stack actuator in the piston of a floating caliper brake. Our experimental results indicate that dither control could effectively suppress the brake squeal noise in a real car.

### 1. 서 론

차량 제동 시 발생하는 브레이크 소음은 자동차 산업에서 심각한 문제 중 하나이다<sup>(1)</sup>. 이러한 제동 소음의 종류로는 스켈(squeal), 저더(judder), 크립 그로운(creep groan) 및 몬(moan) 소음 등이 있다. 그중 스켈 소음은 1 kHz ~ 16 kHz의 성분을 갖는 고주파 소음으로<sup>(2,22)</sup> 사람이 민감한 주파수 영역을 포함하고

있기 때문에 차량 운전자뿐만 아니라 주변의 보행자에게도 불쾌감을 초래한다. 이에 따라 브레이크 스켈 소음 저감은 다양한 관점의 이론 및 실험적 접근을 통한 연구가 진행되고 있다.

스켈 소음의 원리를 규명하기 위해, 크게 friction model을 통한 이론적 접근, FEM 기반 전산 해석 및 간단한 마찰현상 모사장비를 이용한 실험적 연구들이 진행되어 왔다. Feeny와 Moon은<sup>(3)</sup> 마찰 기반의 비선형적 거동 모사를 위한 1-degree of freedom 모델을 개발하

† Corresponding Author ; Member, School of Mechanical Engineering, Chonnam National University, Researcher  
E-mail : gpark@jnu.ac.kr

\* School of Mechanical Engineering, Chonnam National University, Researcher

\*\* Hyundai Motor

‡ Recommended by Editor Jun hong Park

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

였으며, 실험을 통해 브레이크 소음의 원인인 ‘Stick-slip’ 현상을 연구하였다. Bowden과 Tabor<sup>(4,5)</sup> stick-slip 현상을 실험을 통해 검증하였으며, Earles와 Badi<sup>(6)</sup> 스킵 소음이 발생하는 요소에 대한 실험을 진행하였다. 또한 Abdelhamid<sup>(7)</sup> 브레이크의 캘리퍼, 디스크, 패드 등 구성품에 존재하는 음(-)의 감쇠력에 기인하는 불안정한 진동모드와 스킵 소음 간 관계를 연구하였으며, Chen<sup>(8)</sup> 디스크와 패드 사이에 작용하는 마찰곡선의 비선형성에 주목하여 스킵 소음을 조사하였다. Park<sup>(9)</sup> 브레이크 다이노미터 실험을 통해 해당 소음이 디스크의 정렬 불량에 의한 디스크 런 아웃 현상에서 기인하는 것을 확인하였다. 다양한 방법을 통해 스킵 소음의 원인을 분석하기 위한 연구들이 진행되었으나 스킵 소음은 비선형적인 마찰현상에 기인하기 때문에 아직도 명확한 원인이 도출되지 않았다.

한편 스킵 소음을 저감하기 위한 연구는 주로 브레이크 시스템의 형상을 변경하는 등 특정 차종, 부품의 경우에만 한정적으로 적용되어 왔다. Park<sup>(10)</sup> Liu, Abubakar<sup>(11,12)</sup> 복소 고유치 해석에서 모드 기여도 인자를 활용하여 소음 저감을 시도하였다. Lee<sup>(13)</sup> 캘리퍼 브라켓과 하우징 형상의 변화를 주어 스킵 소음의 개선 연구를 진행하였으며 Kim<sup>(14)</sup> 드럼식 브레이크 내 슈의 형상을 변경하여 스킵 소음을 저감시켰다.

Cunefare<sup>(15)</sup> 디더 제어를 통해 디스크 브레이크의 스킵 소음 저감을 수행하였다. 브레이크 압력은 4 bar로 설정하고 drag 조건에서 스킵소음이 모사되었다. Choe<sup>(16)</sup> 브레이크 압력이 6 bar 및 drag 조건에서 디더 제어를 적용하여 드럼식 브레이크의 스킵 소음을 저감하였다. 디더 제어의 경우 다양한 브레이크 시스템에 보편적으로 적용 가능하지만, 선행연구는 낮은 브레이크 압력(6 bar 이하) 및 drag 제동조건에서만 실험을 수행하였기 때문에 실 제동조건 및 환경 등을 고려한 실험적 연구가 필요하다.

Park<sup>(20)</sup> 연구에서 디더 제어는 브레이크 시스템의 마찰에 의해 발생하는 비선형 진동을 선형화함으로써 스킵 소음을 저감하였다.

이 연구에서 적용한 디더 제어는 가칭 주파수 이상의 디더 신호를 사용하여 디더 제어음은 인지되지 않고 스킵 소음만을 저감하는 장점이 있다.

따라서 이 연구에서는 다양한 실 제동 상황에서 디더 제어를 통한 브레이크 스킵 소음 저감 및 성능 점검을 수행하고 이를 실제 차량에 적용하기 위한 연구

를 수행하고자 한다. 또한 차량의 구동 전압과 차량 환경에 맞춰 실 차량에 설치할 수 있는 디더 제어 시스템을 개발하였고, 이를 실차 실험을 통해 검증하였다.

## 2. 디더 제어

디더 제어란 능동 소음 제어기법으로 비선형 시스템에 디더 신호를 적용하여 비선형성을 안정화 하는 제어기법이다. 이때 디더 신호는 시스템 거동과 관계없는 임의 신호이기 때문에 랜덤 및 정현파 등 다양한 형태의 신호가 디더 제어에 사용될 수 있다. 따라서 스킵 소음의 비선형성을 안정화 하여 소음 저감이 가능하다. 디더 제어는 비선형 시스템에 적용할 경우 시스템의 비선형성을 안정화하기 때문에 신호처리와 영상처리 시 발생하는 노이즈 저감에 주로 사용된다<sup>(17,18)</sup>. 디더 제어는 Ömer Morgül<sup>(19)</sup> 시뮬레이션을 통해 비선형 시스템에 디더 신호를 적용하여 시스템을 안정화 시키는 연구를 진행하였다. Fig. 1은<sup>(18)</sup> 디더 제어가 비선형 시스템에 적용될 경우 시스템 변화를 나타낸 것으로 디더 신호 인가에 따라 시스템의 비선형성이 감소함을 확인할 수 있다. 연구에 이용된 디더 신호는 입력신호와 상관없는 임의의 신호이기 때문에 랜덤 및 정현파 신호 모두 디더 제어에 적용할 수 있다. 또한 디더 제어는 오픈루프 제어 방법으로 빠른 응답성을 가지며 외장센서가 불필요하기 때문에 제어장치를 간단하게 구성할 수 있다는 장점이 있다.

이 연구에서 적용한 디더 제어는 가칭 주파수 이상의 디더 신호를 사용하여 디더 제어음은 인지되지 않고 스킵 소음만을 저감하는 장점이 있다. 또한 저사

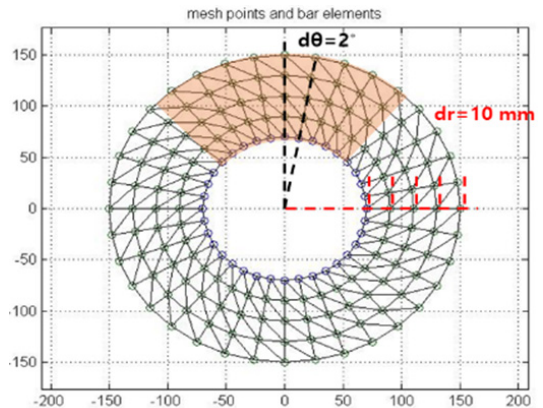


Fig. 1 2D model of the brake disk

양 브레이크 다이내모미터 실험을 통해 디더 제어의 스킵 소음 저감을 검증하였다.

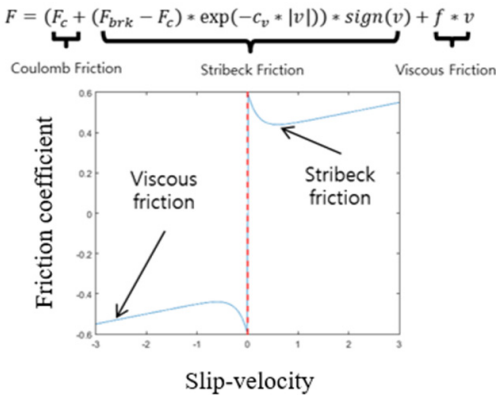
이 연구에서는 2차원 전산해석모델과 브레이크 다이내모미터 실험을 통해 디더 제어 최적 주파수를 선정하여 이를 실제 차량에 적용하기 위한 시스템을 개발하였다.

### 3. 디더 제어 주파수 선정

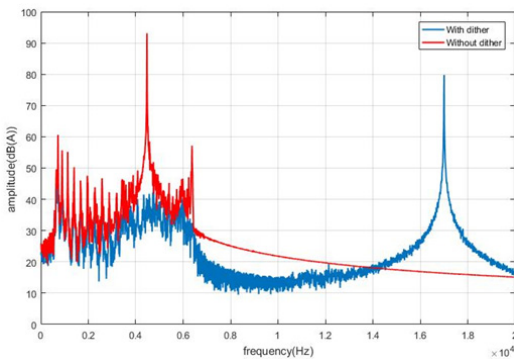
앞선 연구들을 통해 디더 제어를 통한 스킵 소음

**Table 1** Parameters of 2D model

Density	7850
Young's modulus	210
Poisson's ratio	0.3
Outer diameter	160 mm
Inner diameter	70 mm
Thickness	5 mm
Mesh type	Triangular mesh



**Fig. 2** Karnopp friction



**Fig. 3** Result of FEM with 2D model

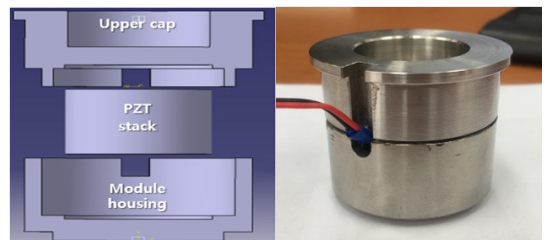
저감이 효과적인 것을 확인하였다. 이에 따른 디더 제어 주파수의 최적화가 필요하다. 따라서 2차원 전산해석을 통한 분석과 브레이크 다이내모미터 실험을 통해 최적 디더 제어 주파수를 선정하였다.

### 3.1 2차원 전산해석 모델

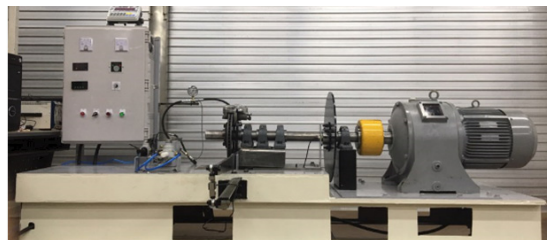
기존에 개발되었던 1차원 전산해석 모델을 확장하여 Table 1의 물성치를 대입하여 Fig. 1의 2차원 브레이크 디스크 전산해석 모델을 개발하였다. 2차원 브레이크 디스크 모델은 브레이크 패드와 디스크 간 마찰에 의한 스킵 소음 생성 모델로 matlab을 사용하여 모사하였다. 브레이크 패드와 디스크의 접촉면에 Fig. 2의 Karnopp friction<sup>(21)</sup> 모델을 적용하였다. Karnopp friction은 Fig. 2의 식과 같이 Coulomb friction, Stribeck friction, Viscous friction 모두를 고려한 모델로 브레이크의 stick-slip현상의 모사가 가능하다. 해석모델을 활용하여 Fig. 3의 실제 실험과 같은 스킵 소음 주파수인 4.5 kHz를 모사하였고, 10 kHz부터 1 kHz 간격으로 20 kHz까지 인가하여 스킵 소음 저감 효과를 파악하였다. 모든 주파수 해석결과는 동일한 결과를 가졌고, 그 값은 약 90 dB(A)의 스킵 소음을 약 40 dB(A) 수준으로 저감하는 것을 확인하였다.

### 3.2 브레이크 다이내모미터 실험

2차원 전산 해석 모델을 통하여 고주파 디더 제어의 스킵 소음 저감 효과를 확인하였고, 이를 실제 브



**Fig. 4** Pzt actuator module



**Fig. 5** Lab scale brake dynamometer



레이크 시스템에 적용하여 검증하기 위해 Fig. 5와 같이 브레이크 다이내모미터를 구축하여 실험을 진행하였다. 압전체 모듈을 Fig. 6과 같이 브레이크 실린더 내에 장착하여 디더 제어를 수행하였다.

브레이크 실린더 내에 장착한 압전체 구동기 기반의 모듈은 브레이크 패드에 디더 제어를 인가하여 브레이크 패드와 디스크 간의 비선형 마찰을 선형화 하여 스켈 소음을 저감한다.

Fig. 4는 실험에 사용한 압전체 모듈이다. 이는 스택형 압전체를 장착할 수 있으며 브레이크 실린더 내에 안착하여 디더 제어를 인가하였다.

이 실험은 단기측정 실험 방법과 반복제동 실험 방법으로 진행되었고, 측정은 소음계를 다이내모미터 내에 부착하여 디더 제어의 유무에 따른 소음변화를 비교하여 측정하였다. 스켈 소음 발생 확인을 위해 SAE J 2521규격을 사용하여 실험을 진행하였다<sup>(22)</sup>.

또한 sampling rate는 44.1 kHz로 측정하였고 소음 측정은 PCB사의 378B02모형을 사용하여 측정하였다.



Fig. 6 Brake caliper with pzt module

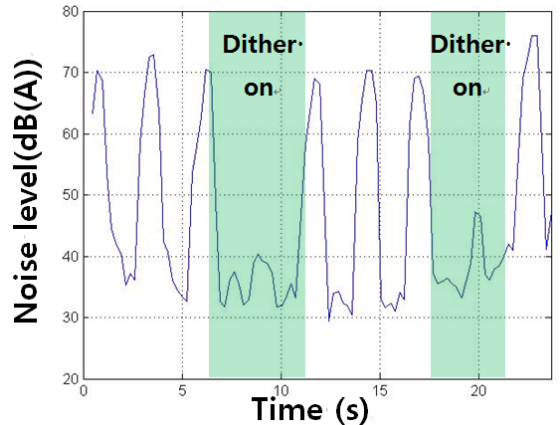
Table 2 Type of experiment

Type of experiment	Experimental method
Short-term measurement experiment	<ul style="list-style-type: none"> <li>■ Simulates squeal noise in drag mode for 10 seconds (3 km/h, 2~4 bar)</li> <li>■ Dither control off for the first 5 seconds off, 5 second dither control on</li> </ul>
Repetitive braking experiment	<ul style="list-style-type: none"> <li>■ Combine drag mode and inertia mode to create test matrix</li> <li>■ Drag mode (3 km/h, 3 bar) 5 times braking</li> <li>■ Inertia mode (10 km/h, 5/10/15 bar) 5 brakes per braking pressure braking total 20 times per set,</li> <li>■ then cooling for 600 seconds total 3 sets in test matrix (60 brakes)</li> </ul>

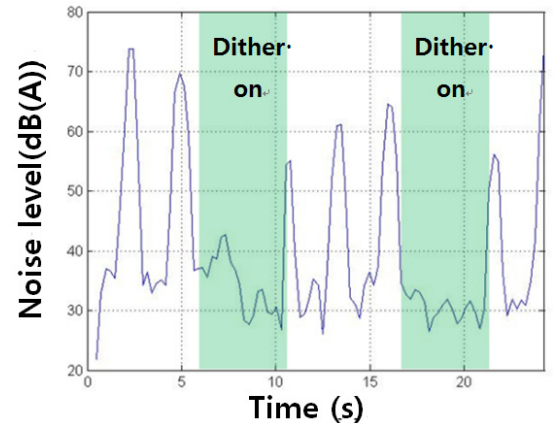
Table 2와 같이 단기측정 실험 방법은 단기간 내에 스켈 소음 생성 중 연속적으로 디더 제어를 on-off 반복 수행하였으며, 시간에 따른 스켈 소음 크기 변화를 분석하였다. 반복제동 실험 방법은 반복적으로 스켈 소음을 생성하고 5초동안 drag 5초동안 대기하는 것을 반복하여 drag 조건에서 디더 제어를 on-off 반복 수행하여 스켈 소음 발생 빈도 파악을 진행하였다. 또한 이때 디더 제어 주파수는 15 kHz에서 1 kHz 간격으로 20 kHz까지 인가하였다.

그 결과 단기측정 실험에서 Fig. 7과 같이 17 kHz와 20 kHz의 주파수에서 25 dB(A)이상의 스켈 소음 저감을 확인하였다.

Fig. 8의 반복 측정 실험의 결과, 17 kHz 디더 제어 주파수에서는 디더 제어 적용 전 차량 내에서 소음이 라고 인지하는 소음 크기(70 dB(A)) 이상의 스켈 소



(a) 17 kHz



(b) 20 kHz

Fig. 7 Result of high frequency dither control (17 kHz, 20 kHz)

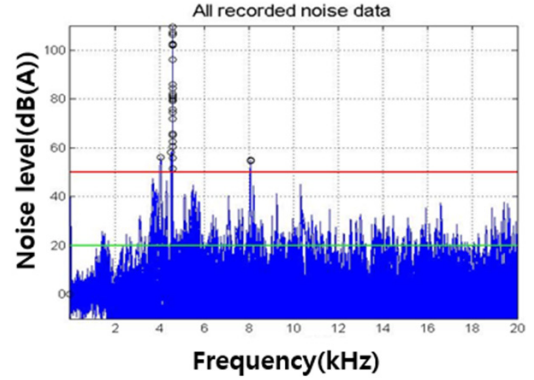
음이 23회에서 디더 제어 적용 후 6회로 감소함을 확인하였고, Fig. 9의 20 kHz 디더 제어 주파수에서는 20회에서 5회로 감소함을 확인하였다.

2차원 전산해석을 통해 인가하였던 디더 제어 주파수는 모두 동일한 소음 저감 효과를 확인하였다. 실제

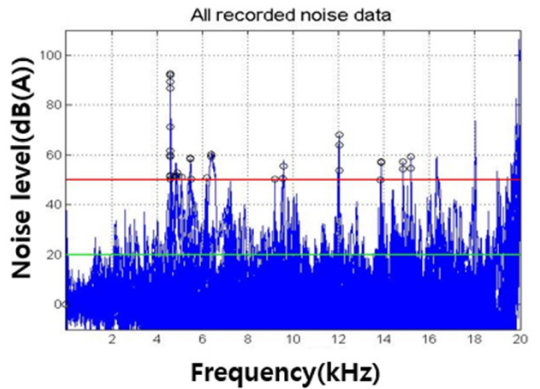
다이노미터를 활용한 실험에서는 차량 브레이크 동특성과 디더제어에 사용된 증폭기 및 압전체의 한계로 인해 17 kHz와 20 kHz에서 가장 큰 스킵 소음 저감을 확인하였다. 따라서 앞선 단기측정 실험과 반복제동 실험을 통하여 최적 디더 제어 주파수는 실험에 사용

**Table 3** Component of dither control system

Part name	Role	Specification
Signal generator	Dither signal generation	10 V, 102.4 kHz (NI-4431)
Car amplifier	Dither signal amplification	2 ohm, single channel 45 W (96370-3L300)
Resistance	Impedance matching between the amplifier and the dither module	4 ohm (RES CHAS MNT 4-100)
Piezoelectric dither module	Brake pad excitation	3500 N, 4.3 μm, up to 100 V (P-888.31)

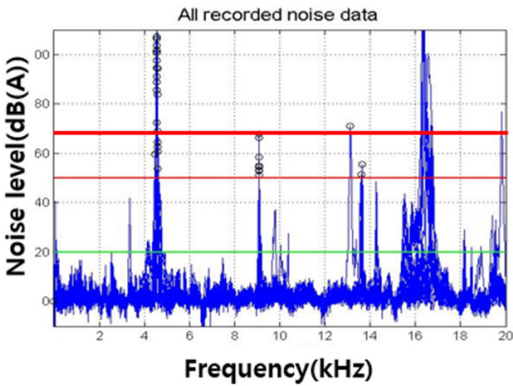


(a) Without dither control

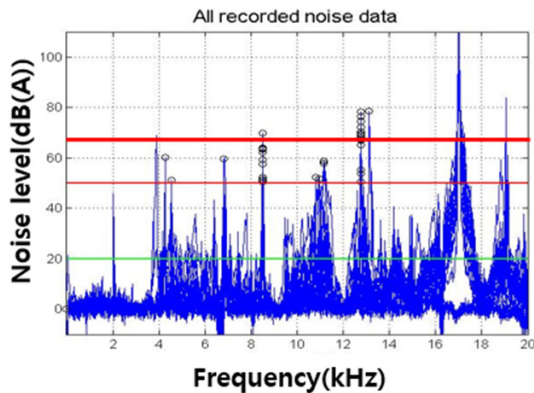


(b) With dither control

**Fig. 9** Result of 20 kHz dither control

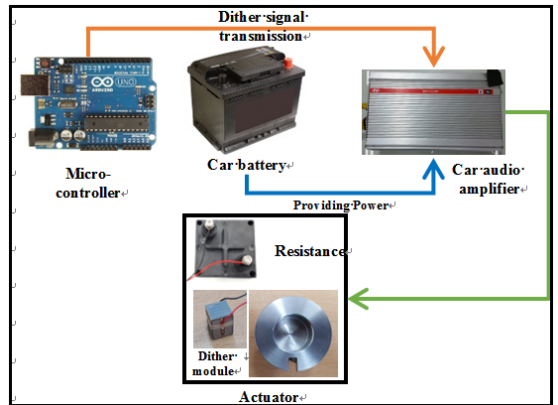


(a) Without dither control



(b) With dither control

**Fig. 8** Result of 17 kHz dither control



**Fig. 10** Dither control system for vehicle

한 압전체와 증폭기의 가동범위 내에서 최대 소음 저감 효과를 나타낸 17 kHz와 20 kHz로 설정하였다.

#### 4. 실제 차량 적용 디더 제어 시스템 구성

디더 제어를 이용한 스킨 소음 저감의 검증에 실차 적용 실험은 필수적이다. 이에 따라 튜닝용 오디오 앰프를 사용한 디더 제어 시스템을 개발하였다. 실제 차량의 경우 추가적인 전력원 없이 오직 차량 배터리의 전원을 이용하여 구동해야하기 때문에 압전체의 종류와 임피던스 매칭을 위한 시스템을 Table 3과 같이 구성하였다. 또한 차량용 디더 제어 시스템은 Fig. 10과 같이 차량용 배터리를 전원으로 사용하고 차량의 순정 오디오 앰프를 사용하여 임피던스 매칭 시스템을 거쳐 브레이크 내에 설치된 디더 모듈에 전력과 마이크로 컨트롤러를 통한 디더 제어 신호를 인가하는 시스템을 구축하였다.

#### 5. 실제 차량 실험을 통한 시스템 검증

2차원 전산해석 모델과 브레이크 다이내모미터 실험을 통해 고주파 디더 제어의 스킨 소음 저감을 확인하였다. 또한 해당 압전체 구동기를 이용한 모듈의 가진 주파수를 설정하였고, 이를 차량에 적용 시키기

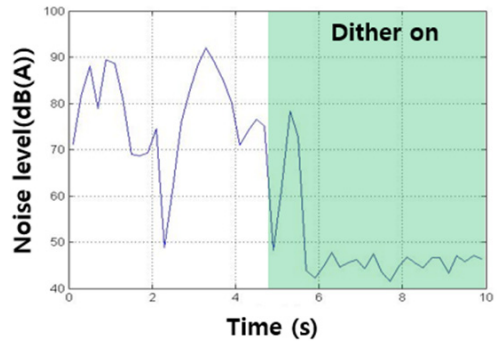


(a) Sensing system position

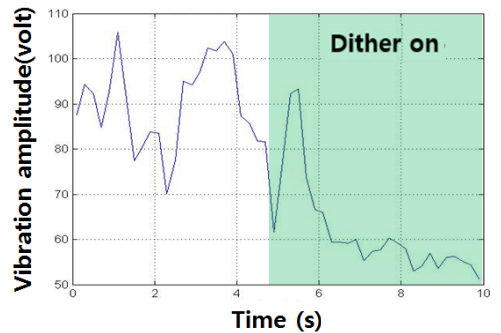


(b) Dither module in brake

**Fig. 11** Sensing system and dither control system in real car

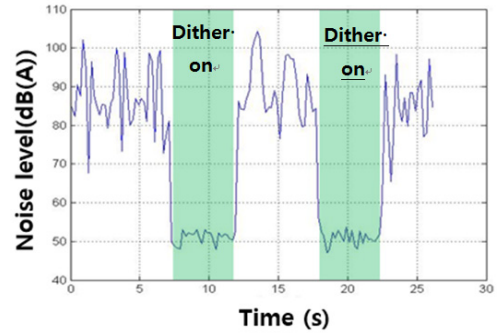


(a) Noise change of squeal component

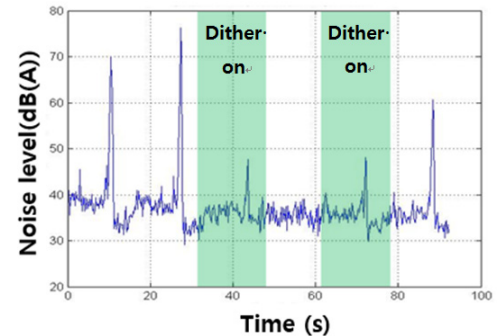


(b) Vibration change of squeal component

**Fig. 12** Result of short-term test



(a) Result of drag mode



(b) Result of inertia mode

**Fig. 13** Result of short-term test

위한 디더 제어 시스템을 구성하였다.

실제 차량 실험은 현대자동차 남양연구소에서 진행되었으며, 실내 차량용 챔버와 실외 주행성능장에서 실험을 진행하였다. 실내 차량용 챔버에서 진행된 실험은 실제 차량의 브레이킹 상황을 모사하여 Table 2와 같이 단기측정 실험과 반복제동 실험으로 진행된 후 스컬 소음 발생 빈도 파악으로 분석되었다. 또한 가진주파수는 17 kHz로 설정하여 진행하였다.

실험 대상 차량은 Fig. 11의 (a)와 같이 현대 제네시스 G80모델을 사용하였고 차량에 디더 제어 시스템과 측정 시스템을 설치하여 실험을 진행하였다.

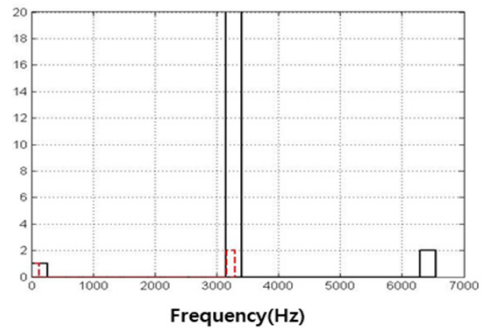
측정 시스템은 실험을 진행할 브레이크 쪽 휠대에 마이크를 부착하고, 브레이크 캘리퍼에 가속도계를 부착하여 측정하였다. 디더 시스템은 차량 내에 제어 계통의 장비들을 설치하고 디더 모듈은 Fig. 11의 (b)와 같이 브레이크 캘리퍼 실린더 내에 안착시켰다.

5.1 실제 차량 단기측정 실험

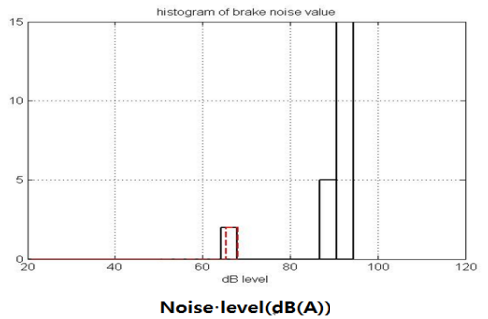
해당 실험은 설치된 마이크를 통해 소음 변화를 확인하고, 부착한 가속도계를 이용하여 진동 변화를 확

인하였다. 해당 실험 시 스컬 소음은 4.7 kHz에서 발생하였고, 고주파(16 kHz)의 단기측정 결과는 Fig. 12과 같이 디더 제어 이후로 스컬 성분의 소음과 진동이 모두 저감하는 것을 확인하였다. 그 크기는 92 dB(A)에서 45 dB(A)로 저감 된 것을 확인하였다.

또한 이번 실제 차량 실험에서는 단기측정 실험 동안 drag 모드와 inertia 모드에서 진행하였으며, Fig. 13의 drag 모드와 inertia 모드에서도 디더 제어의 효과적인 스컬소음 저감효과를 확인 할 수 있었다.

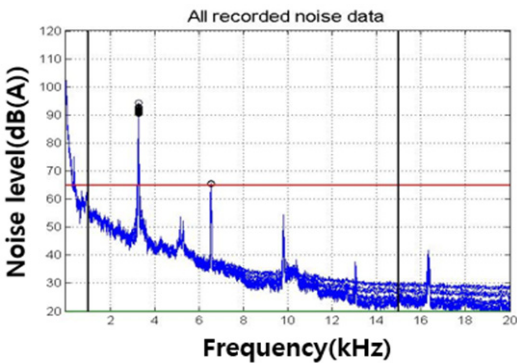


(a) Comparison of squeal frequency occurrence

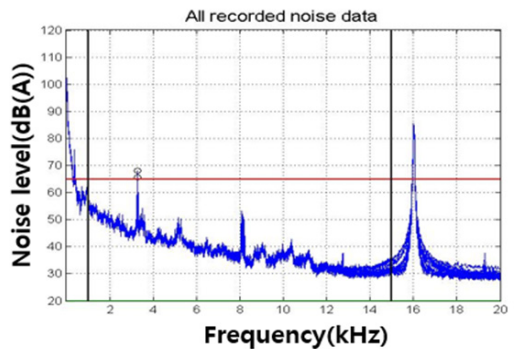


(b) Comparison of squeal amplitude occurrence

Fig. 15 Comparison of squeal noise occurrence (black bar(-) : dither off, red bar(---) : dither on)



(a) Squeal noise occurrence without dither control



(b) Squeal noise occurrence with dither control  
Fig. 14 Reduction of squeal noise occurrence

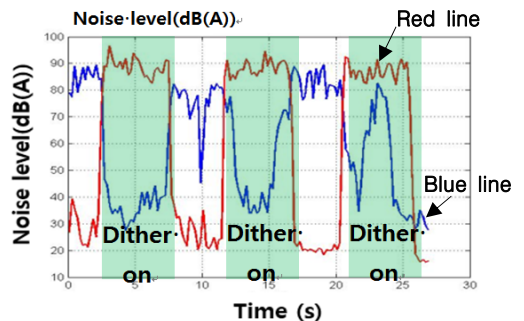


Fig. 16 Squeal noise reduction (red line: dither control component, blue line: squeal noise component)

## 5.2 실제 차량 반복제동 실험

반복제동 실험의 결과는 스킵 소음 발생 빈도 파악을 통해 결과를 도출하였다. 해당 실험에서는 스킵소음이 3.3 kHz에서 발생하였으며 크기는 90 dB(A)~105 dB(A) 수준으로 발생하였다. Fig. 14와 같이 디더 제어 적용 전 65 dB(A)이상의 소음이 20회 발생했고, 디더 제어 적용 후에 2회로 감소하였다.

실내 챔버 실험 이후 실제 실외 도로에서 스킵 소음을 모사하여 디더 제어가 실제 운행 조건에서 스킵 소음 저감에 효과가 있는 실제 도로에서 해당 차량을 운행하며 확인하였다.

그 결과 Fig. 16의 실 주행 상황에서도 디더 제어가 스킵 소음 저감에 효과적인 것을 확인하였다.

## 6. 결 론

이 연구를 통해 실차 적용을 고려한 압전체 기반의 고주파 디더 제어 시스템 개발을 위한 연구를 통해 스킵 소음 저감 효과를 확인한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 전산해석을 통하여 디더 제어의 스킵 소음 저감에 효과를 확인하였다.

(2) 압전체 기반의 디더 제어 시스템을 구축하여 실험실 규모의 브레이크 다이내모미터를 통해 실제 제동상황에서 디더 제어가 스킵 소음 저감에 효과적임을 확인하였고 저감시킨 소음의 크기는 약 25 dB(A)였다. 또한 해당 압전체의 구동에 최적 주파수를 찾기 위한 실험을 진행하였고, 고주파수(17 kHz, 20 kHz)의 주파수를 선정하였다.

(3) 개발된 디더 제어 시스템을 실제 차량에 설치하여 실 주행상황을 챔버 내와 실외 실제 도로에서 모사한 후 디더 제어를 인가하여 실제차량에서 디더 제어 효과를 검증하였고, 그 결과 약 90 dB(A)수준의 스킵 소음은 효과적으로 70 dB(A)이하로 저감시키는 것을 확인하였고, 그 이상의 소음은 안정적으로 저감하는 것을 실제 차량 실험을 통하여 검증하였다.

## 후 기

이 연구는 2015년도 정부(미래창조과학부)의 출연금 및 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 연구임

(NRF-2015R1D1A 1A01059092). 또한 2017년도 현대자동차의 지원을 받아 수행된 연구결과물임.

## References

- (1) Akay, A., 2002, Acoustics of Friction, Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 111, No. 4, pp. 1525~1548.
- (2) Papinniemi, A., Lai, J. C. S., Zhao, J. and Loader, L., 2002, Break Squeal: A literature review, Applied Acoustics, Vol. 63, No. 4, pp. 391~400.
- (3) Feeny, B. and Moon, F. C., 1994, Chaos in a Forced Dry-friction Oscillator: Experiments and Numerical Modelling, Journal of Sound and Vibration, Vol. 170, No. 3, pp. 303~323.
- (4) Bowden, F. P. and Leben, L., 1938, Nature of Sliding and the Analysis of Friction, Nature, Vol. 141, pp. 691~692.
- (5) Bowden, F. P. and Tabor, D., 1942, Mechanism of Metallic Friction, Nature, Vol. 150, pp. 197~199.
- (6) Earles, S. W. E. and Badi, M. N. M., 1984, Oscillatory Instabilities Generated in a Souble-pin and Disc Undamped System: A Mechanism of Disc-brake Squeal, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Mechanical Engineering Science, Vol. 198, No. 1, pp. 43~50.
- (7) Abdelhamid, M. K., 1995, Structural Instability Test/Analysis of Brake Squeal, SAE 951281.
- (8) Chen, G. X., Zhou, Z. R., Kapas, P. and Vincent, L., 2003, Experimental Investigation Into Squeal Under Reciprocating Sliding, Tribology International, Vol. 36, No. 12, pp. 961~971.
- (9) Park, J. P. and Choi, Y. S., 2004, Experimental Analysis on Brake Squeal Noise Due to Disk Misalignment, Transactions of the Korean Society of Automotive Engineers, Vol. 12, No. 5, pp. 118~124.
- (10) Park, J. M., Kim, H. S., Yoon, M. Y., Boo, K. S. and Kim, H. S., 2013, Low Frequency Squeal Noise Reduction Using Mode Participation Factor in Complex Eigenvalue Analysis, Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers - A, Vol. 37, No. 3, pp. 325~331.
- (11) Liu, P., Zheng, H., Cai, C., Wang, Y. Y., Lu, C., Ang, K. H. and Liu, G. R., 2007, Analysis of Disc Brake Squeal Using the Complex Eigenvalue Method, Applied Acoustics, Vol. 68, No. 6, pp. 603~615.

(12) Abubakar, A. R. and Ouyang, H., 2006, Complex Eigenvalue Analysis and Dynamic Transient Analysis in Predicting Disc Brake Squeal, *International Journal of Vehicle Noise and Vibration*, Vol. 2, No. 2, pp. 143~155.

(13) Lee, J. and Kim, S., 2013, A Study on the Squeal Noise Instability Analysis on Caliper Brake, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 23, No. 11, pp. 957~965.

(14) Kim, J. H., Bae, B. J., Lee, S. B. and Kim, T. J., 2005, Squeal Noise Analysis and Reduction of Drum Brake Using Component Mode Synthesis, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 15, No. 1, pp. 72~80.

(15) Cunefare, K. A. and Graf, A. J., 2002, Experimental Active Control of Automotive Disc Brake Rotor Squeal Using Dither, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 250, No. 4, pp. 579~590.

(16) Teoh, C. Y. and Mohdripin, Z., 2015, Dither Effect on Drum Brake Squeal, *Journal of Vibration and Control*, Vol. 23, No. 7, pp. 1057~1072.

(17) Thomesen, J. J., 1999, Using Fast Vibration to Quench Friction-induced Oscillations, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 228, No. 5, pp. 1079~1102.

(18) Frasca, R., Iannelli, L. and Vasca, F., 2006, Dithered Sliding-mode Control for Switched System, *IEEE Transactions on Circuits and Systems II: Express Briefs*, Vol. 53, No. 9, pp. 872~876.

(19) Morgül, Ö., 1999, On the Control of Some Chaotic Systems by Using Dither, *Physics Letters A*, Vol. 262, No. 2-3, pp. 144~151.

(20) Park, J., Jung, H., Park, G., Jung, T. and Kim, J., 2017, Automobile Brake Squeal Noise Suppression

by Piezoelectric-based Dither Control, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 27, No. 7, pp. 877~885.

(21) Karnopp, D., 1985, Computer Simulation of Stick-slip Friction in Mechanical Dynamic, *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 107, No. 1, pp. 100~103.

(22) SAE International, 2013, Disc and Drum Brake Dynamometer Squeal Noise Test Procedure, SAE J 2521.



**Jisang Kang** is a graduate research assistant of mechanical engineering department at Chonnam National University. He received his B.S. and is currently pursuing M.S. at the same institute in the area of vibration control and fatigue analysis



**Gyuhae Park** is a professor of mechanical engineering department at Chonnam National University. He has published more than 300 technical articles in the area of structural health monitoring, vibration/noise analysis and control, active and smart structures, and energy harvesting and has served as an associate editor for 8 SCI(E) journals, including *Journal of Vibration and Control*, *Shock and Vibration*, and *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*. He is elected a Fellow of American Society of Mechanical Engineers in 2017.

# 공동주택 바닥 공사 공정별 바닥충격음 특성 분석

## Analysis on the Characteristics of Floor Impact Sound by Floor Construction Process of Apartment Houses

이 원 학<sup>†</sup> · 송 국 곤\* · 한 찬 훈\*\*

Won-Hak Lee<sup>†</sup>, Guk-Gon Song\* and Chan-Hoon Haan\*\*

(Received December 2, 2019 ; Revised December 24, 2019 ; Accepted January 8, 2020)

**Key Words** : Floor Impact Sound(바닥충격음), Construction Process(공사 공정), Resilient Materials(완충재)

### ABSTRACT

In the present study, the characteristics of the floor impact sound for each floor structure process is analyzed. To this end, a floor structure using the resilient material expanded polystyrene (EPS) has been constructed. In addition, the thickness of the finishing materials is 7.5 mm. To analyze the floor impact sound characteristics based on the floor construction process, measurements were carried out in order of (1) bare slab, (2) floating floor structure, and (3) floor coverings. A lightweight floor impact sound was confirmed to be reduced by a maximum of 23 dB owing to the use of resilient materials. A heavyweight floor impact sound is the main factor in the floor impact sound performance of a bare slab. Resilient materials may increase the heavyweight impact sound pressure level at 63 Hz. Therefore, it is necessary to use resilient materials that can measure the resonant frequency of the slab and thus avoid the resonant frequency of a bare slab. The results of this study are intended to be used as basic data for securing the performance of a floor impact sound insulation.

### 1. 서 론

2016년 인구주택총조사 결과, 74.5%가 공동주택으로 우리나라는 공동주택이 대표적인 주거형태로 자리 잡았다. 집합거주 형태의 공동주택에서 바닥충격음과 관련된 연구가 활발히 진행되었고 한국환경공단 자료에 따르면 바닥충격음에 대한 관심과 민원이 증가되고 있다<sup>(1)</sup>. 기존 연구를 보면 1990년대 후반부터 공동주택 바닥충격음 저감을 위한 연구가 시작되었고 공동주택 바닥충격음 차단구조 인정 및 관리기준이 도입되는 2000년대부터 본격적으로 완충재 개발부터

측정 및 평가 방법 등에 대한 연구가 발표되었다<sup>(2)</sup>.

특히 이시기에 공동주택 바닥충격음 저감구조에 대한 연구가 가장 많이 진행된 것으로 파악되었으며<sup>(2)</sup>, 기존 연구 사례를 보면, 완충재를 사용한 뜬 바닥구조 개발이<sup>(3-7)</sup> 주를 이룬 것으로 조사되었다.

2003년 국토교통부는 바닥충격음 저감 대책으로 「주택건설기술 등에 관한 규정」 개정을 통해 바닥충격음 등급기준을 제시하였고 「공동주택 바닥충격음 차단구조 인정 및 관리기준」에 따라 공동주택의 바닥구조는 인정바닥구조를 사용하게 하였다. 하지만 사전인정제도상 성능과 현장에서의 성능의 차이가 있다는 문제점이 제기되면서 관련 고시의 완충재 물성

† Corresponding Author ; Member, Korea Conformity Laboratories, Senior Researcher  
E-mail : whlee@kcl.re.kr

\* Member, Korea Conformity Laboratories, Senior Researcher

\*\* Member, Chungbuk National University, Professor

‡ Recommended by Editor Jong Kwan Ryu

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

관련 품질기준을 강화와 공동주택의 대표 평면인 전용면적 59 m<sup>2</sup>와 84 m<sup>2</sup>인 사전인정제도를 위한 표준 시험주택을 구축하여 현장과의 성능차이를 줄여보고자 노력하였다. 그러나 바닥충격을 차단성능은 완충재뿐만 아니라 완충재 위로 타설되는 기포콘크리트, 마감모르타르, 마감재 등 다양하고 복합적인 요인들에 의해 결정된다. 또한 수음세대의 조건과 세대 평면 형태, 슬래브 조건 등 바닥충격음 차단성능에 영향을 주는 요인들이 있지만 바닥충격음 차단성능에서 어떤 공정이 주요 요인으로 나타나는지 알 수 없었다.

따라서 이 연구에서는 뜬 바닥구조에 한하여 공정별로 바닥충격음 특성을 평가하여 바닥충격음 차단성능에 어떤 공정이 주요 인자로 작용하는지 알아보고자 하였다. 최종적으로 이 연구의 결과가 향후 사전인정제도의 보완이나 현장에서 바닥충격음 차단성능 평가의 기초자료로 활용하고자 한다.

## 2. 실험 개요

### 2.1 측정대상 공간 구성 및 조건

이번 연구에서는 공동주택 바닥공사 공정별 바닥충격음 특성을 확인하기 위해 「공동주택 바닥충격음 차단구조 인정 및 관리기준」에 따라 실험대상세대는 Fig. 1과 같이 공동주택 전용면적 59 m<sup>2</sup>, 84 m<sup>2</sup>로 한정하여 진행하였다. 또한 슬래브 두께는 210 mm 조건에 수음실 천장은 우물형으로 한정하였다. 수음실은 천장 및 발코니 창 시공, 세대 현관문 시공, 방문설치를 하였으며, 특히 천장은 두께 9.5 mm 석고보드 1장으로 공기층의 두께는 150 mm ~ 200 mm로 하였다. 시공은 경량 철골틀로 고정되었으며, 거실 천장의

타입은 가운데가 들어가 있는 우물형 천장 타입으로 시공하였다.

### 2.2 바닥구조 구성 개요

일반적으로 바닥구조 공정은 구조체인 슬래브, 완충재 시공, 기포콘크리트 시공, 마감 모르타르 시공, 바닥표면 마감재 시공 순서로 진행되고 있다. 따라서 이 연구에서는 바닥구조 공정을 (1) 구조 슬래브, (2) 완충재, 기포콘크리트, 마감모르타르 시공, (3) 바닥표면 마감재 시공으로 크게 3단계로 구분하여 진행하였다.

이 연구를 위한 바닥구조 단면도는 Fig. 2와 같다. 바닥구조 두께는 슬래브 210 mm, 완충재 30 mm, 기포콘크리트 40 mm, 마감모르타르 40 mm로 결정하였다. 마감재의 종류는 2019년 분양된 공동주택 200 세대를 표본 조사하여 기본 사양인 두께 7.5 mm 강마루로 시공되고 있어 이 연구에서도 바닥표면마감재 강마루 7.5 mm를 사용하였다. 사전에 측정된 콘크리트 슬래브 강도는 A현장은 28.35 N/mm<sup>2</sup>, B현장은 28.9 N/mm<sup>2</sup>로 측정되었다.

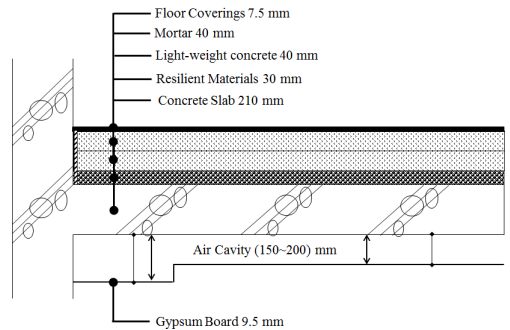
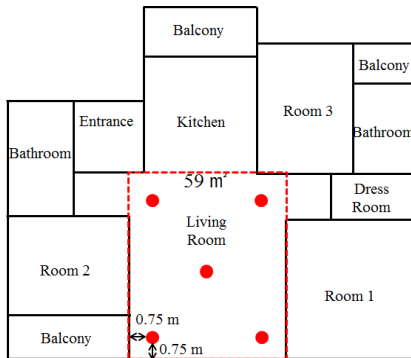
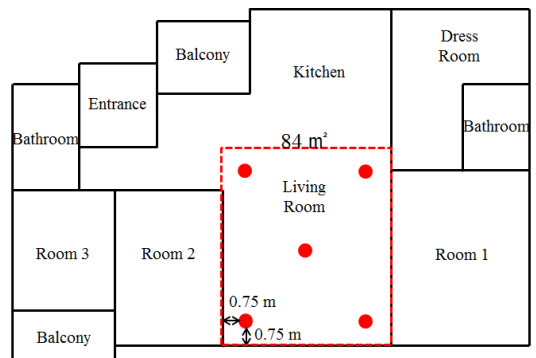


Fig. 2 Section of the floor construction



(a) Apartment plan with 59 m<sup>2</sup> area living room



(b) Apartment plan with 84 m<sup>2</sup> area living room

Fig. 1 Plans of the apartment



### 2.3 완충재 선정 개요

완충재 재료를 선정하기 위해 공동주택 바닥충격음 차단구조 인정기관인 한국건설기술연구원과 LH공사에서 공시된 인정구조 180건(2018년 12월 기준)을 조사하였다. 조사결과 expanded polystyrene(이하 EPS) 재질이 44%, 2형 재질 복합형이 30%, ethylene vinyl acetate(이하 EVA) 재질이 16%, 기타 10%로 조사되었다. 따라서 완충재는 EPS 완충재로 선정하였고 EPS 완충재를 사용한 인정구조에서 완충재의 두께는 90% 이상 30 mm를 사용하고 있어 이 연구에서도 완충재의 두께는 30 mm로 정하였다.

완충재 물성을 결정하기 위해 2014년 완충재 물성관련 고시 기준 이후 인정구조에 사용된 EPS 완충재 물성 중 동탄성 계수만 조사하였다. 10 MN/m<sup>3</sup> 단위로 구분하였을 때, 동탄성 계수 11 MN/m<sup>3</sup> ~ 20 MN/m<sup>3</sup>이 23%, 21 MN/m<sup>3</sup> ~ 30 MN/m<sup>3</sup>이 13%로 가장 많은 범위로 조사되었고 이번 연구를 위한 바닥구조에서 사용된 EPS 완충재의 동탄성 계수 조건도 11 MN/m<sup>3</sup> ~ 20 MN/m<sup>3</sup> 범위의 1개와 21 MN/m<sup>3</sup> ~ 30 MN/m<sup>3</sup> 범위의 1개, 총 2개 완충재를 사용하여 시공하였다. 이 연구를 위해 사용된 EPS 완충재의 동탄성 계수 및 밀도는 (1) 21.9 MN/m<sup>3</sup>, 13.4 kg/m<sup>3</sup>, (2) 17.6 MN/m<sup>3</sup>, 22.3 kg/m<sup>3</sup>로 측정되었다. 측면완충재는 사전인정제도에서 가장 많이 사용되고 있는 두께 10 mm PE 재질로 시공하였다.

## 3. 공정별 바닥충격음 측정

### 3.1 바닥충격음 측정 개요

앞서 이 연구를 위해 진행된 바닥구성 개요를 정리하면 Table 1과 같다.

바닥공사 공정별 바닥충격음 특성 분석을 위해 바

Table 1 Overview of the floor construction

Test process	Construction process	Thickness (mm)	Dynamic stiffness (MN/m <sup>3</sup> )	Density (kg/m <sup>3</sup> )
①	Bare slab	210		
②	Resilient materials	30	21.9	13.4
			17.6	22.3
	Light-weight concrete	40		
③	Mortar	30		
	Floor coverings	7.5		

다충격음 측정은 KS F 2810으로 진행하였고, 평가는 KS F 2863에 준하여 진행하였다. 주요 측정장비 사양으로는 표준경량충격원은 211A(Norsonic), 표준중량충격원은 SNVT(S&V Korea), 주파수 분석기는 SA-02M(Rion)을 사용하였다.

측정 대상공간은 공동주택 바닥충격음 차단구조 인정 및 관리기준 제29조에 따라 거실로 한정하였고 제30조에 따라 Fig. 1과 같이 측정위치는 중앙점 포함 5개소로 하였다. Table 2와 같이, 측정대상 거실 면적이 모두 14 m<sup>2</sup> 이상이므로 수음실의 마이크로폰은 벽면으로부터 0.75 m 떨어진 지점으로 하였다. 중량충격원은 동 기준 제26조 측정방법에 따라 특성 1번(뱅머신)으로 한정하였다.

측정 순서는 Table 1에서 정리하였듯이, 바닥구조 공정별로 (1) 맨바닥 슬래브 시공 후 조건, (2) 완충재 + 기포콘크리트 + 마감모르타르 시공 후 조건, (3) 마감재 시공 후 조건 순서대로 측정을 실시하였다. 측정을 위한 주요 공정의 양생 조건은 맨바닥 슬래브타설 후 28일 이후, 기포콘크리트 타설 후 7일 이후, 마감 모르타르 타설 후 14일 이후, 마감재 설치 후 7일 이후에 측정을 실시하였다. 기포 콘크리트는 0.5품으로 시공하였고 마감모르타르의 물결합재비 60%로 시공하였다.

바닥충격음 차단성능은 1/3 옥타브밴드로 분석하였으며, 경량충격음의 단일 수치평가량은  $L'_{n,AW}$  으로 중량충격음의 단일 수치평가량은  $L'_{i,Fmax,AW}$ 로 산출하였다.

### 3.2 맨바닥 슬래브 바닥충격음 차단성능

먼저 Table 3과 같이 맨바닥 슬래브의 바닥충격음 차단성능을 단일 수치평가량으로 보면 A 현장의 경량충격음은 60 dB ~ 61 dB로 평가되었고 B 현장의 경량충격음은 63 dB로 평가되었다. 경량충격음은 구조체 전달음이 전 주파수 대역으로 고르게 전달되는 것을 확인할 수 있다. 중량충격음은 A 현장 전용면적 59 m<sup>2</sup>의 중량충격음은 50 dB, 51 dB, 전용면적 84 m<sup>2</sup>의 중량충격음은 49 dB, 53 dB로 평가되었고 B 현장 전용

Table 2 Area and volume of receiving room for measuring

	A site		B site	
	59 m <sup>2</sup>	84 m <sup>2</sup>	59 m <sup>2</sup>	84 m <sup>2</sup>
Area (m <sup>2</sup> )	15.07	21.33	18.84	23.61
Volume (m <sup>3</sup> )	37.13	54.43	46.31	57.96

**Table 3** Single-number quantities (SNQ) of floor impact sound by floor construction process

Division			A site		B site	
			59 m <sup>2</sup>	84 m <sup>2</sup>	59 m <sup>2</sup>	84 m <sup>2</sup>
Light-weight floor impact sound ( $L'_{n,AW}$ )	Bare slab	1	61	61	63	63
		2	61	60	63	63
	Resilient materials + light-weight concrete + mortar	1	47(▼14)	48(▼13)	44(▼19)	48(▼15)
		2	49(▼12)	49(▼11)	40(▼23)	47(▼16)
	Floor coverings	1	45(▼2)	47(▼1)	42(▼2)	48(-)
		2	46(▼1)	46(▼2)	44(-)	47(▼1)
Heavy-weight floor impact sound ( $L_{i,Famx,AW}$ )	Bare slab	1	50	53	50	47
		2	51	49	50	46
	Resilient materials + light-weight concrete + mortar	1	51(▲1)	53(-)	49(▼1)	49(▲2)
		2	51(-)	51(▲2)	51(▲1)	49(▲3)
	Floor coverings	1	48(▼3)	49(▼4)	47(▼2)	45(▼4)
		2	49(▼2)	47(▼4)	46(▼5)	46(▼3)

면적 59 m<sup>2</sup>의 중량충격음은 50 dB, 전용면적 84 m<sup>2</sup>의 중량충격음은 각각 46 dB, 47 dB로 평가되었다.

Fig. 3과 같이, 중량충격음을 1/3 옥타브밴드로 분석하였다. A현장 59 m<sup>2</sup>과 같이, 중량충격음 단일 수치평가량 50 dB, 51 dB인 슬래브의 63 Hz 대역에서는 78 dB ~ 81 dB로 나타났고 단일 수치평가량 46 dB, 47 dB인 슬래브의 63 Hz 대역에서는 73 dB로 낮게 나타났다. 하지만 125 Hz 대역은 62 dB ~ 64 dB로, 250 Hz 대역은 51 dB ~ 53 dB로 4개 슬래브 모두 유사하게 나타났다. 따라서 중량충격음 차단성능을 결정하는 주요 주파수는 63 Hz임을 알 수 있다.

### 3.3 완충재 시공 후 바닥충격음 차단성능

완충재와 기포콘크리트, 마감모르타르 시공 후 조건에서의 바닥충격음 차단성능을 측정하였다. Fig. 3과 같이, 바닥충격음 차단성능을 1/3 옥타브밴드로 분석한 결과이다. Table 3에서 보는 바와 같이, 뜬 바닥구조 시공 이후 경량충격음에서 단일 수치평가량을 기준으로 최소 11 dB, 최대 23 dB가 저감되는 것으로 확인하였다. 하지만 중량충격음에서는 1 dB ~ 3 dB 높게 평가되는 것으로 나타났다.

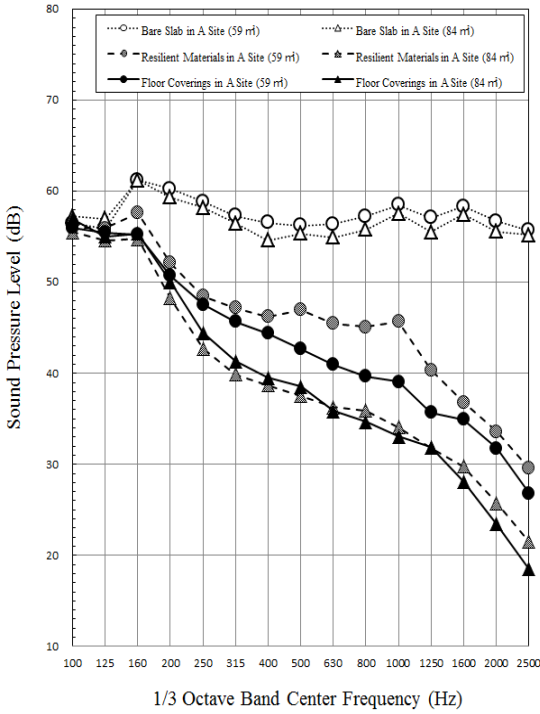
Fig. 3에서 보는 바와 같이, 경량충격음의 변화는 250 Hz ~ 2000 Hz까지 약 12 dB 이상 저감됨에 따라 단일 수치평가량에서도 낮게 평가되었다. 다만, 125 Hz 대역은 맨바닥 슬래브 대비 2 dB ~ 7 dB 저감되는 것을 확인되어 125 Hz 대역은 다른 주파수 대역에 비해 적게 저감되었다. 반면 Fig. 3을 보면, 중량충격음의

변화는 맨바닥 슬래브에 비해서 중량충격음의 주요 주파수 대역인 63 Hz 대역에서 1 dB ~ 4 dB 증폭되는 것을 확인 할 수 있다. 이는 완충재의 물성에 관계없이 동일하게 모두 증폭되었다. 중량충격음의 결정주파수인 63 Hz 대역에서 높아짐에 따라 단일 수치평가량에서도 B현장 전용면적 59 m<sup>2</sup>는 1 dB 낮게 평가되었고 A현장 전용면적 59 m<sup>2</sup>의 2번 완충재와 전용면적 84 m<sup>2</sup>의 1번 완충재가 시공된 곳은 맨바닥 슬래브 평가값과 동일하게 나타났다. 이외 다른 구조에서는 1 dB ~ 3 dB 높아진 것으로 평가되었다.

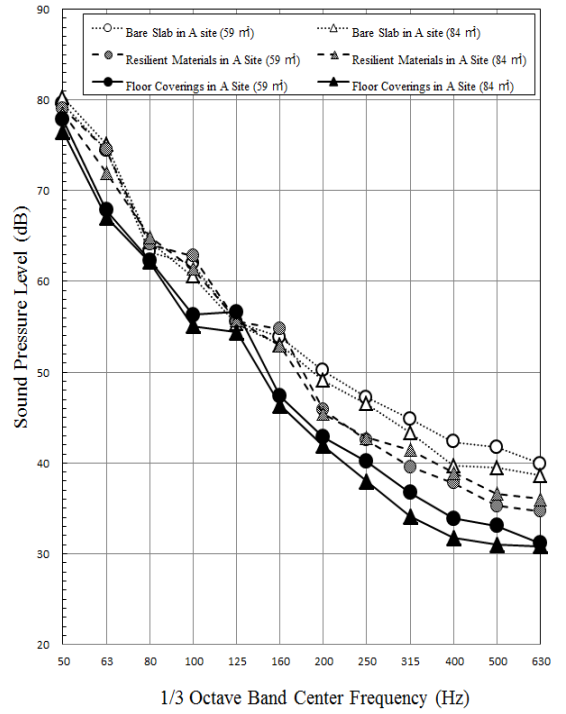
바닥충격음의 변화가 완충재, 기포콘크리트, 마감 모르타르 등 복합구조로 형성되어 기본 바닥구성 중에 어떤 것이 63 Hz 대역을 증폭시키는 것을 명확히 밝히긴 어렵다. 하지만 이 연구에 한하여 사용되는 뜬 바닥구조가 63 Hz 대역을 증폭시켜 바닥충격음 차단성능 단일 수치평가량을 증가시킬 수 있다는 것을 알 수 있다.

### 3.4 마감재 시공 후 바닥충격음 차단성능

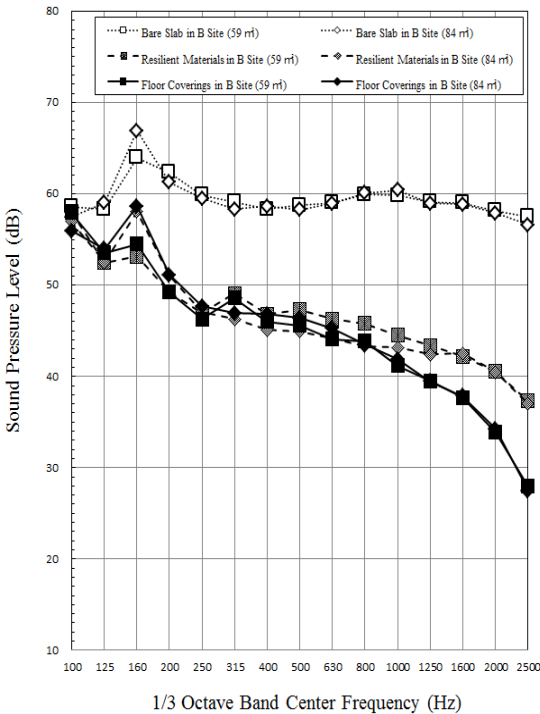
뜬바닥 바닥구조 중 바닥표면 마감재는 현 분양시 가장 많이 사용되는 두께 7.5 mm 강마루를 시공한 후 바닥충격음 차단성능을 측정하였다. 사용한 마감재는 접착제 시공이 있는 강마루를 사용하였다. Fig. 3은 마감재 시공 후 측정된 결과를 1/3 옥타브밴드로 분석하였다. 단일 수치평가량으로 경량충격음을 비교해보면, B현장 중 전용면적 59 m<sup>2</sup>, 2번 시료가 있는 바닥은 4 dB 증가하였고 B현장의 전용면적 84 m<sup>2</sup>는 완충



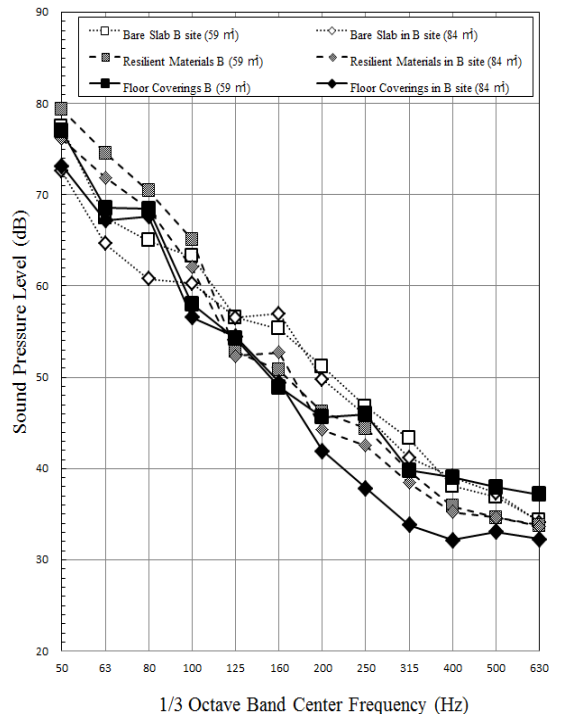
(a) Sound pressure level of light-weight floor impact sound at A site



(b) Sound pressure level of heavy-weight floor impact sound at A site

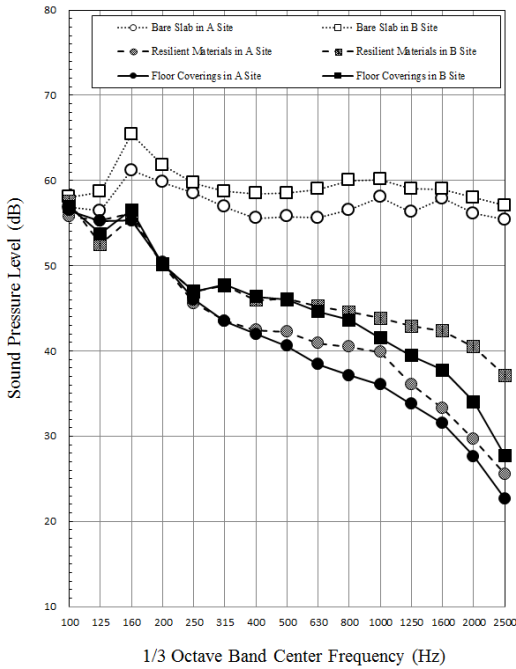


(c) Sound pressure level of light-weight floor impact sound at B site

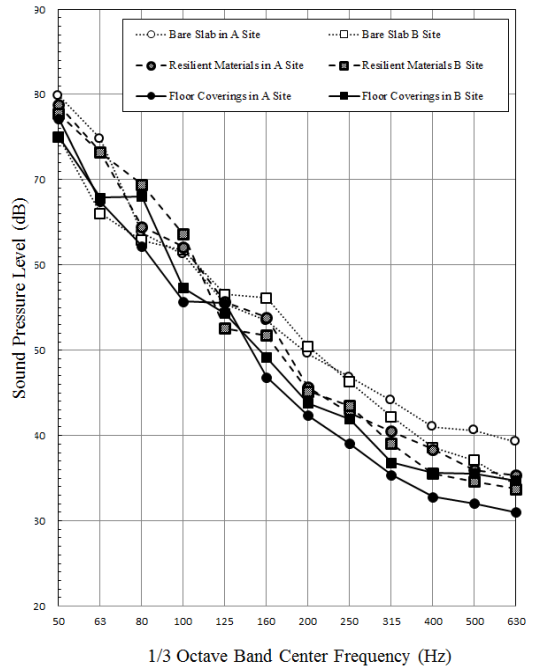


(d) Sound pressure level of heavy-weight floor impact sound at B site

**Fig. 3** Sound pressure level of floor impact sound by construction site



(a) Sound pressure level of light-weight floor impact sound on the floor structure by construction site



(b) Sound pressure level of heavy-weight floor impact sound on the floor structure by construction site

Fig. 4 Sound pressure level of floor impact sound by construction site

재 시공 후와 동일한 평가값이 나타났다. 이외 다른 바닥구조에서는 1 dB ~ 3 dB 저감되었다.

Fig. 3에서 보는 바와 같이, 250 Hz ~ 2000 Hz 대역에서 마감재가 1 dB ~ 6 dB 저감됨에 따라 단일 수치평가량에서도 저감된 것으로 판단된다. 마감재 시공 후 중량충격음의 단일 수치평가량은 완충재 시공 구조 대비 전체 구조에서 2 dB ~ 5 dB 저감되는 것으로 평가되었다. 특히 63 Hz 대역에서 약 3 dB 저감되었고 125 Hz 대역에서 약 4 dB 저감되었다. 바닥충격음이 저감된 것은 마감모르타르 타설 후 21일 이상 충분한 양생이 진행되었고 그로 인해 경량기포콘크리트와 마감모르타르의 강도 변화, 뜯 바닥구조의 안정화가 진행되어 저감량이 증가될 수도 있기 때문에 꼭 마감재만이 바닥충격음 저감한다는 것을 명확하게 판단할 수는 없다. 이를 명확히 확인하기 위해서는 양생 기간 별 데이터 변화에 대해서 분석이 필요하다.

### 3.5 현장별 바닥충격음 차단성능

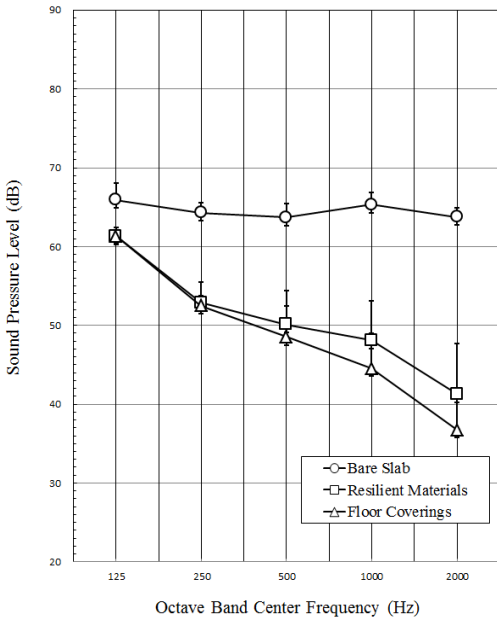
Fig. 3에서 바닥공정별 바닥충격음 차단성능을 1/3 옥타브밴드로 분석한 결과를 Fig. 4와 같이 현장별로

분석하여 보았다. 이때 완충재의 물성조건은 무시하고 반복에 의한 시험으로 가정하고 주파수별 산술평균으로 분석하였다.

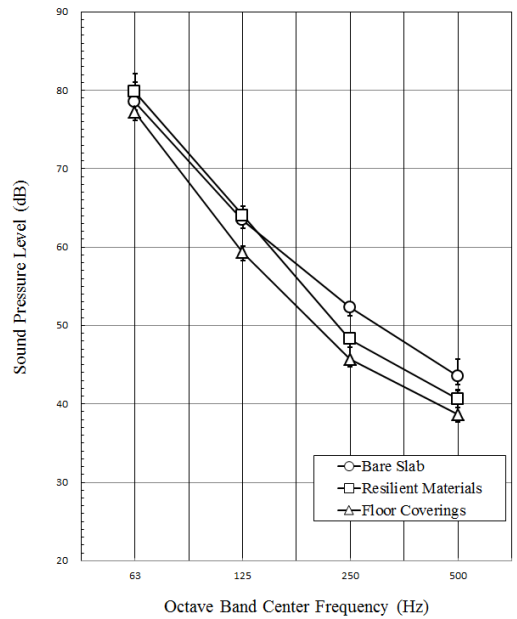
Fig. 4와 같이 현장에 따른 바닥충격음 특성은 맨바닥 슬래브의 영향이 가장 큰 것으로 분석되었다. 경량충격음의 경우에는 완충재가 바닥충격음 저감역할에 가장 큰 역할을 해주고 보완적으로 마감재가 저감해주는 것으로 나타났으며, 완충재가 경량충격음을 충분히 저감해주었을 때에는 마감재의 영향이 크지 않은 것으로 나타났다. 반면 중량충격음의 경우에는 맨바닥 슬래브의 경향을 쫓아가는 것으로 나타났는데, 이번 연구를 위한 측정에 한하여 맨바닥 슬래브가 바닥충격음 차단구조 성능이 좋은 것은 완충재로 인해 63 Hz 대역이 증폭되었다 하더라도 최종적으로 중량충격음 차단성능이 좋게 평가되었다.

## 4. 결과 및 토의

바닥충격음 차단성능 단일 수치평가량을 정리한 Table 3을 보면, 경량충격음은 맨바닥 슬래브 조건과



(a) Sound pressure level of light-weight floor impact sound by floor construction process



(b) Sound pressure level of heavy-weight floor impact sound by floor construction process

**Fig. 5** Sound pressure level of floor impact sound by floor construction process

달리 완충재와 마감재의 영향으로 인해 저감되는 것으로 확연히 나타난다. 중량충격음은 맨바닥 슬래브에서 어떻게 평가되느냐에 따라 최종 결과값에서도 영향을 미치는 것으로 보아 바닥충격음 차단성능은 맨바닥 슬래브가 지배적으로 차지하는 것으로 나타났다. 따라서 준공전에 평가시에 현 고시상 중량충격음 4등급(50 dB 이하)를 만족하기 위해서는 맨바닥 슬래브 평가당시에 (50~51) dB로 평가되어야 하는 것으로 보여진다. 이와 같이 맨바닥 슬래브의 바닥충격음 차단성능이 51 dB 정도를 나오게 해야하는 방안은 지속적인 연구를 통해 도출해야할 필요가 있고 이를 현장에 품질관리 기준이나 적용할 필요가 있다.

Fig. 5는 공정별로 측정된 데이터를 반복에 의한 시험으로 판단하고 주파수별 산술평균하여 1/1 옥타브 밴드로 표준편차를 적용하여 나타낸 것이다. 경량충격음은 완충재의 역할이 매우 큰 것으로 나타났다. 완충재의 유무에 따라 고체 전달음을 저감하여 전 주파수 대역에서 저감하는 것으로 나타났고 마감재가 보완하여 125 Hz 이후 대역대를 저감하는 것으로 나타났다. 이번 연구에 한하여, 중량충격음에서는 뜬 바닥시공 후 63 Hz 대역에서 높아지는 것으로 확인되었고 최종 마감재가 설치된 이후에는 전 주파수 대역에

서 저감되어 뜬 바닥구조와 마감재가 복합적으로 작용되어 바닥충격음을 저감하는 것으로 나타났다.

## 5. 결 론

이 연구에서는 바닥구조 공정별 바닥충격음 특성 변화에 대해서 알아보려고 하였다. 이 연구의 한계로는 완충재는 EPS 완충재로 한정하였고 물성도 동탄성계수와 밀도 2가지만 구분하여 선정하였다. 바닥표면 마감재는 분양시 많이 사용되는 강마루만 선정하여 분석하였다. 또한 시험을 위한 세대의 전용면적도 59 m<sup>2</sup>와 84 m<sup>2</sup>로만 한정하여 진행되었다. 위의 한계점을 갖고 이번 연구에서 진행한 바닥구조 공정별 바닥충격음 특성변화를 정리하면 아래와 같다.

(1) 바닥충격음은 현장의 슬래브, 완충재, 기포콘크리트, 마감모르타르, 마감재 등 복합적인 구조로 이뤄져 있어 현장 시공 품질, 완충재의 품질 관리 등의 영향에 따라 다양하게 나타날 수 있다.

(2) 슬래브의 조건에 따라서 바닥충격음의 성능 변화를 주고 있어서 공동주택 골조 시공부터 시공관리가 필요하다.

(3) 경량충격음 저감은 완충재의 역할이 가장 크게 나타났다. 단일 수치평가량으로 봤을 때, 최대 23 dB 저감되는 것으로 나타났고 마감재가 그 위에서 보완적 역할로 최대 3 dB 저감해 주는 것으로 나타났다.

(4) 중량충격음은 맨바닥 슬래브의 중량충격음 차단성능에 따라 뜬 바닥구조 시공 및 마감재 시공 후 결과값에도 영향을 미치는 것으로 나타났다. 따라서 현장에서 중량충격음 차단성능을 확보하기 위해서는 맨바닥 슬래브의 중량충격음 차단성능이 약 51 dB 이하가 되어야 한다.

(5) 중량충격음에서 완충재가 63 Hz 대역을 증가시킬 수 있으므로 현장별로 맨바닥 슬래브의 공진주파수를 측정하여, 이를 피할 수 있는 맞춤형 완충재 설계가 필요하다.

향후, 진행 연구로는 준공전 현장에서 다양한 바닥 충격음 데이터를 확보하여, 평면 설계조건, 측정 세대의 위치 등 다양한 조건에 따라 변화되는 것을 확인하고자 한다.

## 후 기

이 연구는 국토교통과학기술진흥원 국토교통기술촉진연구사업(모듈러 실증사업 POE를 통한 성능 경제성 향상 방안연구, 과제번호 : 19CTAP-C142670-02)의 연구비 지원에 의해 수행되었습니다.

## References

(1) Korea Environment Corporation, 2018, Floor Impact Sound Call Center August and September 2018 Report.

(2) Jeong, J. H., 2019, Review and Perspective on the Researches of Floor Impact Sound, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 29, No. 4, pp. 477-487.

(3) Kim, K. W., Jeong, G. C. and Sohn, J. Y., 2008, Evaluation of the Dynamic Stiffness and Heavy-weight Floor Impact Sound Reduction by Composition of Resilient Materials, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 18, No. 2, pp. 247-254.

(4) Kim, K. W., Jeong, G. C. and Sohn, J. Y., 2008, Correlation between Dynamic Stiffness of Resilient Materials and Lightweight Floor Impact Sound Reduction

Level, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 18, No. 8, pp. 661-667.

(5) Kim, J. H., Mun, D. H., Jeong, G. C. and Park, H. G., 2017, Influence of Floor Dimension and Resilient Material on Heavy Impact Noise of Floating Floor System, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 27, No. 4, pp. 434-443.

(6) Song, G. G., Kim, Y. H., Ryu, J. K. and Kim, M. J., 2018, Analysis of Heavyweight Floor Impact Sound Level with Dynamic Stiffness and Thickness of EPS Type Resilient Materials, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 28, No. 6, pp. 713-720.

(7) Seo, S. H., Song, H. S. and Jeon, J. Y., 2004, Noise and Vibration Characteristics of Concrete Floor Structures Using Resilient Materials Driven by Standard Heavy Impact Source, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 14, No. 8, pp. 661-667.



**Won-Hak Lee** is currently a senior researcher at Korea Conformity Laboratories(KCL). He received his B.S. and M.S. degree in architectural engineering from Chungbuk National University, Korea. His research primarily focuses on the floor impact sound and sound insulation in the built environments.



**Guk-Gon Song** received a Ph.D. in Dept. of Architectural engineering from Chonnam National University in 2019. He is currently a junior research engineer at Korea Conformity Laboratories (KCL).



**Chan-Hoon Haan** has been a professor in the Department of Architectural Engineering at Chungbuk National University since 1994. He earned his Ph.D. at the University of Sydney (1994) and ME (1985) degree at Yonsei University in Korea, and his BS (1983) at Hong-Ik University in Architecture.

# 차량 도어 래치의 작동력 계산을 위한 수식 유도 : 파트 1- 캐치, 파울 및 릴리스 래버

## Calculation Formula for Operating Force of Vehicle Door Latch : Part 1- Catch, Pawl and Release Lever

이 예 호\* · 이 태 훈\*\* · 최 승 복† · 윤 근 하\*\*\* · 김 완 현\*\*\*

정 병 대\*\*\* · 이 진 복\*\*\* · 김 다 빈\*\*\* · 신 진 용\*\*\*

Ye-Ho Lee\*, Tae-Hoon Lee\*\*, Seung-Bok Choi†, Gun-Ha Yoon\*\*\*, Wan-Hyun Kim\*\*\*,  
Byoung-Dae Jung\*\*\*, Jin-Bok Lee\*\*\*, Da-Bin Kim\*\*\* and Jin-Young Shin\*\*\*

(Received December 2, 2019 ; Revised January 8, 2020 ; Accepted January 8, 2020)

**Key Words** : Door Latch(도어 래치), Operating Force(작동력), Vehicle Sensibility(차량감성), Maximum Torque(최대토크), Various Levers(다양한 래버)

### ABSTRACT

Numerous studies on improving the emotional quality and automatic functionality of automobiles have recently been conducted based on various aspects. The first components touched by passengers are the vehicle doors, and thus the feeling of the opening and closing of the doors is a significant emotional quality and should be treated seriously. In this regard, mathematical equations calculating the operating force of the door latch, which have yet to be reported elsewhere, are formulated in this study. The forces acting on each component are gravity, elasticity, friction, and the normal force. Therefore, the door latch operating force has been formulated as the moment of the force action because all parts rotate about the axis of rotation. Because there are numerous parts used in a door latch, this study is divided into two parts. In part 1, formulas used to calculate the operating force of the catch, pawl, and release lever are determined. And formulas for calculating the OS levers, IS levers and the maximum operating force are analyzed in part 2. In addition, a clear definition of the opening point and the operating force up to the release lever is formulated.

### 1. 서 론

최근 차량에 대한 소비자들이 느끼는 ‘고급감’, ‘심미감’과 같은 감성 요인들을 향상시켜 차량의 경쟁력을 향상시키는 방안이 강조되고 있다. 기존의 차량 성능 향상뿐만

아니라 감성 품질 향상으로 소비자에게 만족감을 줄 수 있기 때문에, 기업들은 감성 품질 향상을 위한 연구<sup>(1)</sup>를 진행 중이다. 차량 감성 품질로 소비자가 느낄 수 있는 요소로는 차량의 여러 부분에서 청각<sup>(2)</sup>, 시각, 촉각을 들 수 있다. 이중 소비자가 차량에 가장 먼저 접할 수 있는 차량 도어(door)에 감성 품질에 대한 다양한 연구<sup>(3)</sup>가 진

† Corresponding Author; Fellow Member, Dept. of mechanical Eng., Inha University, Professor  
E-mail : seungbok@inha.ac.kr

\* Dept. of Construction Machinery Eng., Inha University, Student

\*\* Dept. of Mechanical Eng., Inha University, Student

\*\*\* Part Design 1 Team, Pyeonghwa Automotive Co., Researcher

‡ Recommended by Editor Jun hong Park

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

행 중이다. 예를 들어, 소음 개선을 위한 차량 도어 래치 (door latch)의 소음진동 특성 평가<sup>(4)</sup>와 열림감 향상을 위한 도어 래치 매커니즘 연구 그리고 도어 래치의 충격 소음 개선을 위한 연구가 진행되었다.

도어 래치는 도어 락(door lock)이라고 불리며 자동차의 도어에 장착되며, 차체의 스트라이커(striker)와 맞물려 닫힘 상태를 유지하고 자동차 내부 인명의 안전 및 물품의 보안성을 확보하는 역할을 한다. 도어 손잡이의 촉각에 대한 감성품질을 향상시키기 위해서는 이 도어 래치의 정밀한 설계가 필요하다. 차량 도어의 손잡이를 잡은 순간부터 열림 상태가 되는 순간까지는 도어 래치에 의해 결정된다. 도어 래치의 부품들은 동전크기의 작은 형태들이기 때문에 정확한 부품 간의 작동력을 구할 수 있어야 각각의 요소가 전체 작동력에 어떠한 영향을 주는지 알 수 있다<sup>(5,6)</sup>. 하지만 이전의 도어 래치의 수학적 모델을 구성한 도어 개폐 필링 개선을 위한 도어 래치 설계인자 및 최적화 논문<sup>(7)</sup>에서는 작동력에 지배적으로 영향을 주는 토션 스프링과 무게중심 등을 고려하지 않고 진행하였다. 또한 손잡이를 잡은 순간부터 열리는 시점까지의 전체적인 작동력 경향성을 파악하기 위해선 명확한 열리는 시점의 정의가 필요하다.

따라서 이 논문에서는 이와 같은 문제를 해결하기 위해 도어 래치 모듈의 부품간 기구학적 수식을 차량문이 완전히 닫힌 상태인 ‘세컨드 락(second's lock)’ 상태부터 캐치와 파울의 접촉에 의한 ‘열림 상태’까지 정확하게 수립하도록 한다. 도어 래치에는 여러 부품들이 구성되어있기 때문에 파트1과 파트2로 나누었다. 파트1에서는 손잡이에 연결되어있는 캐치부터 바깥문과 안쪽 문이 나뉘어지는 릴리스 래버까지 수식화 하도록 하며 문이 열리는 열림 시점을 명확히 정의한다. 이를 통해 제품의 정확한 최대 작동력을 도출할 수 있도록 하며, 작동력의 경향성을 파악할 수 있도록 한다. 나아가 이를 바탕으로 각각의 요소가 작동력에 기여하는 경향성을 분석하고 도어 열림의 감성 품질 향상에 도움이 될 수 있는 설계 방향을 제시한다.

## 2. 도어 래치의 구조 및 캐치작동력 계산

### 2.1 도어 래치의 구조

손잡이로부터 영향을 주는 부품은 총 6가지로 정의할 수 있으며, 사용자가 느끼는 작동력은 손잡이에

따라 아래와 같이 두 가지 순서로 전달된다.

(1) 캐치(catch) → 파울(pawl) → 락 링크(lock link) → 릴리스 래버(release lever) → IS 래버(IS lever)

(2) 캐치 → 파울 → 락 링크 → 릴리스 래버 → OS 래버(OS lever)

도어 래치 각 파트의 부품 형상과 역할은 Fig. 1에 도식화 하였다.

Fig. 2(a)는 바깥문의 손잡이를 당겼을 경우 전체 작동력의 흐름을 볼 수 있는 형상으로 Fig. 2(b)는 Fig. 2(a)의 그림을 x축으로 180° 회전한 형상이다. 바깥 손잡이의 경우 점 15에서 바깥문과 케이블이 연결



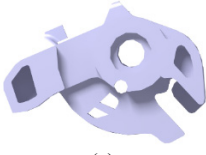

Figure	Name	Role
 (a)	Catch	A part connected to a striker attached to the vehicle to determine open/close
 (b)	Pawl	Catch and stuck by friction. And the parts that transmit the force of the release lever
 (c)	Release lever	Parts that transfer the power from OS lever and IS lever to pawl
 (d)	Lock link	Determine if the force applied to the release lever should be transferred to the pawl

Fig. 1 Name and function of door latch parts



된 부분으로 작동력이 가해지는 시작점이다. 점 1, 4, 10, 12는 각 부품의 회전 중심을 나타낸다. 점1은 캐치의 회전 중심, 점12는 OS레버의 회전 중심이다. 점 4는 파울의 회전중심이고 점10은 릴리스 레버의 회전 중심으로 같은 편에 연결되어있다. 각 부품 별로 비틀림(torsion) 스프링이 1개씩 부착되어 있고 점 2, 5, 9, 14에 각각 적용 되어있다. 점 2는 캐치의 스프링, 점 5는 파울의 스프링, 점 9는 릴리스 레버의 스프링, 점 14는 OS레버의 스프링이 가해지는 지점이다. 점 3은 캐치와 파울이 마찰력에 의해 붙어있는 지점으로 열림(open)시점을 결정하는 부분이다. G1, G2, G3, G4, G5는 각각 캐치, 파울, 릴리스 레버, OS레버, IS 레버 부품의 무게중심으로 중력이 작용하는 지점이다. 점 S는 스트라이커(striker)의 반력(seal force)가 적용되는 지점으로 자동차 본체에 부착되어 있는 스트라이커에 의해 작용한다.

이 논문에서는 각 요소에서 발생하는 작동력을 각각 정의하고, 이를 통해 최종적으로 IS 레버와 OS 레

버로 전달되는 최종 작동력을 도출하여 사용자가 느끼는 힘의 값이 어느 정도가 될 수 있는지 계산한 후 매개변수를 변화하여 최대 작동력의 영향을 주는 요인에 대하여 분석한다.

### 2.2 캐치 작동력 계산 수식

차량 문이 잠겨있는 상태를 부품의 측면에서 볼 때 캐치와 파울이 마찰력에 의해 고정되어 있는 상태인 Fig. 2의 형상을 ‘세컨드 락 상태’라고 한다. 세컨드 락 상태에서 캐치는 항상 정지하고 있기 때문에 수식은 정역학에 기인하여 수립될 수 있다. 세컨드 락 상태에서 캐치의 회전 중심점과 힘의 작용점은 Fig. 2(a)와 같이 정의된다. 점 1은 캐치의 회전 중심점을 나타내며 점 2는 비틀림 스프링의 탄성력의 작용점, 점 3은 캐치와 파울 사이의 수직항력과 마찰력의 작용점을 나타낸다. 점 S는 스트라이커에 걸리는 반력으로 x축과 평행한 방향으로 300 N 크기로 고정한다. G1은 캐치의 무게중심점을 나타낸다. 정지 상태이기 때문에 관성력을 배제할 경우, 점1에서 모멘트의 합은 0으로 정의할 수 있다.

여기서 캐치 스프링에 의한 모멘트( $M_{ck}$ )는 다음과 같다. 스프링 계수( $k_{catch}$ )는  $k_{catch} = 0.066 \text{ kgf} \cdot \text{mm}/\text{deg}$ 이며, 도어가 완전히 닫혀있는 상태의 캐치 스프링의 초기 응축각도( $\theta_{0catch}$ )는  $119^\circ$ 이다.

$$M_{ck} = k_{catch} (\theta_{0catch} - \theta_c) [\text{kgf} \cdot \text{mm}]$$

$$= k_{catch} (\theta_{0catch} - \theta_c) / 0.102 [\text{N} \cdot \text{mm}] \tag{1}$$

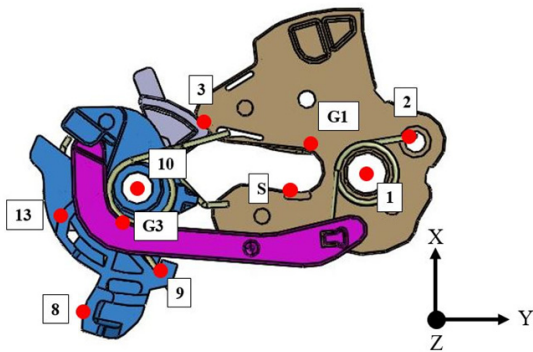
Fig. 2(a)의 점 G1에서 중력( $F_{G1}$ )과 점1과 G1까지의 거리( $r_{G1,1}$ )에 의한 캐치의 모멘트( $M_{G1}$ )는 다음과 같다.  $g$ 는 중력가속도이다. 중력은 y방향으로 작용하기 때문에 점 1과 G1사이 거리의 x방향길이( $r_{G1,1}_x$ )를 적용한다.

$$M_{G1} = F_{G1} \cdot (r_{G1,1})_x = m_c \cdot g \cdot (r_{G1,1})_x \tag{2}$$

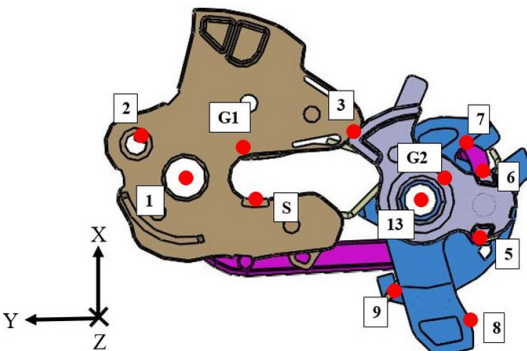
Fig. 2(a)의 점 S에서 도어 외부 반력( $F_{seal}$ )과 점 1, S의 사이 거리( $r_{1,s}$ )에 의한 캐치의 모멘트( $M_s$ )는 다음과 같다.

$$M_s = F_{seal} \cdot r_{1,s} \tag{3}$$

Fig. 2(a)의 점 3에서 캐치와 파울이 접촉한 면의



(a) Door latch shape to see the flow of operating force when the outer door handle is pulled



(b) Fig. 2(a) rotated x-axis 180 degrees

Fig. 2 Free body diagram of door latch

수직항력( $F_3$ )과 마찰력( $F_{3f}$ )에 의한 모멘트는 점 1과 3사이 거리( $r_{1,3}$ )에 의해  $x$ 축 방향 힘과  $y$ 축 방향 힘으로 다음과 같이 나타낼 수 있다. ( $r_{1,3}$ )<sub>x</sub>는 점 1과 3사이 거리의  $x$ 축 길이, ( $r_{1,3}$ )<sub>y</sub>는  $y$ 축 길이이다.

$$M_3 + M_{3f} = F_{3x} \cdot (r_{1,3})_y - F_{3y} \cdot (r_{1,3})_x + (F_{3f})_x \cdot (r_{1,3})_y - (F_{3f})_y \cdot (r_{1,3})_x \quad (4)$$

여기서 수직항력( $F_3$ )과 마찰력( $F_{3f}$ )의  $x$ 축 방향 힘과  $y$ 축 방향 힘은  $x$ 축과 힘의 방향( $\alpha$ )에 의해 다음과 같다.  $\alpha_{F3x}$ 는 수직항력과  $x$ 축 사이각,  $\alpha_{F3fx}$ 는 마찰력과  $x$ 축 사이각이다.  $\mu$ 는 점 3에서의 마찰계수이다.

$$\begin{aligned} F_{3x} &= F_3 \cdot \cos(\alpha_{F3x}) \\ F_{3y} &= F_3 \cdot \sin(\alpha_{F3x}) \\ F_{3fx} &= \mu F_{3f} \cdot \cos(\alpha_{F3fx}) \\ F_{3fy} &= \mu F_{3f} \cdot \sin(\alpha_{F3fx}) \end{aligned} \quad (5)$$

Fig. 2(a)의 점 3의 힘  $F_3$ 은 아래와 같이 수립될 수 있다.

$$\begin{aligned} M_3 + M_{3f} &= F_{3x} \cdot (r_{1,3})_y - F_{3y} \cdot (r_{1,3})_x - F_{3fy} \cdot (r_{1,3})_x + F_{3fx} \cdot (r_{1,3})_y \\ &= F_3 \cdot \cos(\alpha_{F3x}) \cdot (r_{1,3})_y - F_3 \cdot \sin(\alpha_{F3x}) \cdot (r_{1,3})_x \\ &\quad - \mu F_{3f} \cdot \sin(\alpha_{F3fx}) \cdot (r_{1,3})_x + \mu F_{3f} \cdot \cos(\alpha_{F3fx}) \cdot (r_{1,3})_y \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} &= F_3 \cdot [\cos(\alpha_{F3x}) \cdot (r_{1,3})_y - \sin(\alpha_{F3x}) \cdot (r_{1,3})_x \\ &\quad - \mu \cdot \sin(\alpha_{F3fx}) \cdot (r_{1,3})_x + \mu \cdot \cos(\alpha_{F3fx}) \cdot (r_{1,3})_y] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_3 &= [-k_{catch}(\theta_{0catch} - \theta_c) / 0.102 \\ &\quad - m_c \cdot g \cdot (r_{G1,1})_x - F_{seal} \cdot (r_{1,s})_y] / \\ &[\cos(\alpha_{F3x}) \cdot (r_{1,3})_y - \sin(\alpha_{F3x}) \cdot (r_{1,3})_x \\ &\quad - \mu \cdot \sin(\alpha_{F3fx}) \cdot (r_{1,3})_x + \mu \cdot \cos(\alpha_{F3fx}) \cdot (r_{1,3})_y] \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \sum M_1 &= M_{ck} + M_{G1} + M_3 + M_{3f} + M_s = 0 \\ &= k_{catch}(119^\circ - \theta_c) / 0.10197 + m_c \cdot g \cdot (r_{G1,1})_x \\ &\quad + F_3 \cdot [\cos(\alpha_{F3x}) \cdot (r_{1,3})_y - \sin(\alpha_{F3x}) \cdot (r_{1,3})_x \\ &\quad - \mu \cdot \sin(\alpha_{F3fx}) \cdot (r_{1,3})_x + \mu \cdot \cos(\alpha_{F3fx}) \cdot (r_{1,3})_y] \\ &\quad + F_{seal} \cdot r_{1,s} = 0 \end{aligned}$$

캐치의 모멘트 방향은 시계방향을 +로 지정되었으며, 마찰계수  $\mu$ 는 0.2로 정의한다. 최종적으로 주어진 변수에 따른 캐치와 파울 사이의 전달력  $F_3$ 의 크기는

190.1969 N로 도출된다. Table 1은 캐치에 관련된 변수들의 정의를 나타낸다.

### 2.3 파울 작동력 계산 수식

Fig. 2(a)의 점 3에서 운동마찰력과 수직항력, 점 G2에서 질량중심에 의한 중력, Fig. 2(b)에서 점 5에서 토션 스프링(torsion spring)의 탄성력, 점 6에서 릴리스 래버와 연결된 락 링크의 반력이 작용한다. 점 6에 작용하는 모멘트( $M_6$ )는 나머지 모멘트들의 합보다 커야 세컨드 락에서 열림 상태로 갈 수 있다. 따라서 이의 관계를 아래 부등식과 같이 표현 할 수 있다.

$$\begin{aligned} M_6 - M_{pk} - M_{3f} + M_{G2} &\geq 0 \\ M_6 &\geq M_{pk} + M_{3f} - M_{G2} \end{aligned} \quad (8)$$

여기서 스프링에 의한 모멘트( $M_{pk}$ )는 파울의 스프링 회전각도( $\theta_p$ )에 따라 다음과 같다. 파울의 스프링 계수( $k_{pawl}$ )는 0.1138 kgf·mm/deg이며, 도어가 완전히

**Table 1** Variables used in dynamic equation at catch

Symbol	Specification
$m_c$	Catch mass
$k_{catch}$	Spring constant of catch spring
$\theta_c$	Rotation angle of Catch
$\alpha_{G1,1}$	Angle between point G1 and 1
$r_{G1,1}$	Length between point G1 and 1
$r_{1,3}$	Length between point 1 and 3
$r_{1,s}$	Length between point 1 and point S
$\alpha_{r1,3x}$	Angle between point 1 and point 3 distance direction and x axis
$\alpha_{F3x}$	Angle between vertical drag and x-axis
$\alpha_{F3fx}$	Angle between frictional force and x-axis
$F_{seal}$	Seal force
$M_{ck}$	Moment of catch spring
$M_s$	Moment of seal force
$M_3$	Moment of vertical drag at point 3
$M_{3f}$	Moment of friction force at point 3
$\theta_{0catch}$	Initial angle of Catch spring with door fully closed

닫혀있는 상태의 파울 스프링 초기 응축각도( $\theta_{0pawl}$ )는  $56^\circ$ 이다.

$$M_{pk} = k_{pawl} \cdot (\theta_{0pawl} + \theta_p) [\text{kgf} \cdot \text{mm}]$$

$$= k_{pawl} (\theta_{0pawl} + \theta_p) / 0.10197 [\text{N} \cdot \text{mm}] \tag{9}$$

중력( $F_{G2}$ )에 의한 모멘트( $M_{G2}$ )는 점 G2와 4사이거리  $x$ 축 길이( $r_{G2,4}$ ) <sub>$x$</sub> 에 의해 다음과 같다.

$$M_{G2} = F_{G2} \cdot (r_{G2,4})_x = m_p \cdot g \cdot (r_{G2,4})_x \tag{10}$$

점 3에서 파울에 작용하는 수직항력의 방향은 세컨드 락에서 열림 상태까지 회전중심으로 지나가기 때문에 수직항력에 의한 모멘트는 없다. 마찰력에 의한 모멘트는 다음과 같다. 여기서 파울이 open상태로 회전하면서 캐치의 움직임은 없다고 가정한다.

$$M_{3f} = \mu F_3 \cdot r_{3,4} \tag{11}$$

점 6에 작용하는 모멘트는 아래와 같이 정의될 수 있다. Table 2는 파울에 관련된 변수들의 정의를 나타낸다.

$$M_6 - M_{pk} - M_{3f} + M_{G2} \geq 0$$

$$M_6 \geq M_{pk} + M_{3f} - M_{G2}$$

$$= k_{pawl} (\theta_{0pawl} + \theta_p) / 0.102 + \mu F_3 \cdot (r_{3,4}) - m_p \cdot g \cdot (r_{G2,4})_x [\text{N} \cdot \text{mm}] \tag{12}$$

**Table 2** Variables used in dynamic equation at PAWL

Symbol	Specification
$m_p$	Mass of PAWL
$K_{pawl}$	The spring constant of PAWL
$\theta_p$	Rotation angle of PAWL
$\alpha_{G2,4x}$	Angle between point G2 and point 4 distance direction and $x$ axis
$r_{G2,4}$	Distance between point G2 and point 4
$(r_{G2,4})_x$	The $x$ -direction length of the distance between point G2 and point 4
$r_{3,4}$	Distance between points 3 and 4
$M_{pk}$	Moment of pawl spring
$M_{G2}$	Pawl moment of gravity
$M_6$	Moment of point 6
$\theta_{0pawl}$	Initial angle of Pawl spring with door fully closed

### 2.4 릴리스 레버 계산 수식

릴리스 레버의 움직임은 아래와 같이 회전 각도( $\theta_R$ )에 따라 2가지 스텝(step)으로 구분한다. 첫 번째 단계는 릴리스 레버가 Fig. 2(a)의 점13과 Fig. 2(b)의 점8에서 각각 OS레버와 IS레버의 비 접촉부터 접촉이 되는 순간까지의 구간이다. 두 번째 단계는 접촉 이후부터 Fig. 2(a)의 점 3에서 캐치와 파울이 분리되는 열림 상태까지의 구간을 말한다.

#### (1) Step 1

$0^\circ \leq \theta_R \leq 2.5116^\circ$ : 릴리스 레버가 IS 레버 또는 OS 레버와 충돌 후 파울과 충돌 전 회전각도

#### (2) Step 2

$2.5116^\circ \leq \theta_R \leq 12^\circ$ : 릴리스 레버가 파울과 충돌 후 open 상태까지의 회전 각도

모든 충돌은 완전 비 탄성 충돌로 가정하여 충돌 이후 두 부품이 붙어서 운동한다. 락 링크는 릴리스 레버의 위 아래쪽 면과 붙어있다고 가정한다. 파울이 열림 상태로 갈 수 있는 Fig. 2(b)의 점 6에서 최소 모멘트를 적용한다. 점 7에서의 모멘트( $M_7$ )는 점 6과 점 7의 회전중심으로부터 거리 비율로 나타낼 수 있다. 점 9는 릴리스 레버의 토션 스프링이 작용하는 지점이다. 점 8과 점 13은 각각 IS 레버와 OS 레버의 전달되는 힘이 작용하는 지점이다. 이 부분부터 작동력은 2가지로 수식화 된다. 점 10에서의 모멘트의 합은 점 8, 또는 점 13의 모멘트 경우에서 보다 작아야 하며 이는 아래의 식처럼 나타낼 수 있다.

$$M_7 = \frac{r_{7,10}}{r_{4,6}} |M_6|$$

$$= \frac{r_{7,10}}{r_{4,6}} \left| \frac{k_{pawl} (\theta_{0pawl} + \theta_p) / 0.102}{+ \mu F_3 \cdot (r_{3,4}) - m_p \cdot g \cdot (r_{G2,4})_x} \right| \tag{13}$$

$$M_8 - M_7 + M_{G3} - M_{Rk} \geq 0$$

$$M_8 \geq M_7 - M_{G3} + M_{Rk} \tag{14}$$

릴리스 레버 회전반경( $\theta_R$ )과 스프링에 의한 모멘트( $M_{Rk}$ )는 다음과 같다. 스프링 계수는  $0.095 \text{ kgf} \cdot \text{mm}/\text{deg}$ 이며, 도어가 완전히 닫혀있는 상태의 스프링 사이각( $\theta_{0release}$ )은  $37.6^\circ$ 이다.

$$M_{Rk} = k_{release} \cdot (\theta_{0release} + \theta_R) [\text{kgf} \cdot \text{mm}]$$

$$= k_{release} \cdot (\theta_{0release} + \theta_R) / 0.102 [\text{N} \cdot \text{mm}] \tag{15}$$

중력( $F_{3G}$ )에 의한 모멘트( $M_{G3}$ )는 다음과 같다.

$$M_{G3} = F_{G3} \cdot (r_{G3,10})_x = m_R \cdot g \cdot (r_{G3,10})_x \quad (16)$$

릴리스 레버에서 OS레버의 경우 점 13과 IS 레버의 경우 점 8에서 필요한 최소 모멘트는 아래와 같이 각각 step에 따라 정의될 수 있다.

(1) Step 1

$$\begin{aligned} M_{13} + M_{G3} - M_{Rk} &\geq 0 \\ M_{13} &\geq -M_{G3} + M_{Rk} \\ &= -m_R \cdot g \cdot (r_{G3,10})_x \\ &+ k_{release} \cdot (\theta_{0release} + \theta_R) / 0.102 \end{aligned} \quad (17)$$

(2) Step 2

$$\begin{aligned} M_{13} - M_7 + M_{G3} - M_{Rk} &\geq 0 \\ M_{13} &\geq M_7 - M_{G3} + M_{Rk} \\ &= \frac{r_{7,10}}{r_{4,6}} \left| k_{pawl} (\theta_{0pawl} + \theta_p) / 0.10197 \right| \\ &- m_R \cdot g \cdot (r_{G3,10})_x + k_{release} \cdot (\theta_{0release} + \theta_R) / 0.102 \end{aligned} \quad (18)$$

**Table 3** Variables used in dynamic equation at release lever

Symbol	Specification
$m_R$	Mass of release lever
$k_{release}$	Spring constant of release lever
$\theta_R$	Rotation angle of release lever
$\alpha_{G3,10}$	Angle between distance G3,10 and x axis
$r_{G3,10}$	Distance between points G3 and 10
$(r_{G3,10})_x$	The x-direction length of the distance between points G3 and 10
$M_7$	Moment of point 7
$M_{Rk}$	Moment of release lever spring
$M_8$	Moment of point 8
$M_{G3}$	Release lever moment of gravity
$M_{13}$	Moment of point 13
$\theta_{0release}$	Initial angle of Release lever spring with door fully closed

IS 레버의 경우 모멘트는 아래와 같이 정의될 수 있다.

(1) Step 1

$$\begin{aligned} M_8 &\geq -M_{G3} + M_{Rk} \\ &= -m_R \cdot g \cdot (r_{G3,10})_x \\ &+ k_{release} \cdot (\theta_{0release} + \theta_R) / 0.102 \end{aligned} \quad (19)$$

(2) Step 2

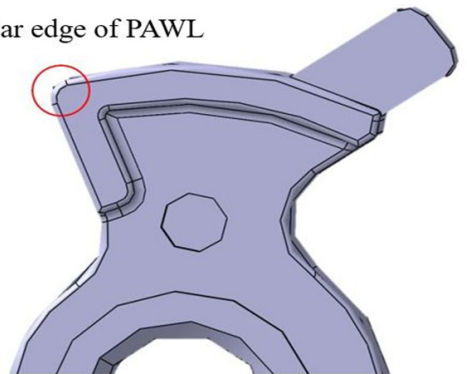
$$\begin{aligned} M_8 - M_7 + M_{G3} - M_{Rk} &\geq 0 \\ M_8 &\geq M_7 - M_{G3} + M_{Rk} \\ &= \frac{r_{7,10}}{r_{4,6}} \left| k_{pawl} (\theta_{0pawl} + \theta_p) / 0.10197 \right| \\ &+ \mu F_3 \cdot (r_{3,4}) - m_p \cdot g \cdot (r_{G2,4})_x \\ &- m_R \cdot g \cdot (r_{G3,10})_x \\ &+ k_{release} \cdot (\theta_{0release} + \theta_R) / 0.102 \end{aligned} \quad (20)$$

**2.5 열림 시점 수립**

파울과 캐치의 접촉부분 Fig. 2(a)의 점 3에서 수직 항력은 파울의 회전중심을 지나기 때문에 모멘트를 고려하지 않아도 무방했다. 그리고 파울의 캐치와 접촉하는 부분은 Fig. 3처럼 파울의 형상이 원이 형태이기 때문에 파울이 회전하면서 수직항력은 항상 파울의 회전중심을 지났다.

Fig. 3에서 적색 원 부분은 파울의 모서리로 원의 형태이기 때문에 모서리 시작부터 열림 순간 전까지 수직항력이 파울의 회전중심을 지나지 않고, 모서리 부분의 작은 원의 중심을 지나게 된다. 마찰력뿐만 아니라 수직항력 또한 파울 모멘트에 영향을 주기 때문에 정확한 열림 시점에 대한 정의가 필요하다.

Circular edge of PAWL



**Fig. 3** Circular edge of pawl

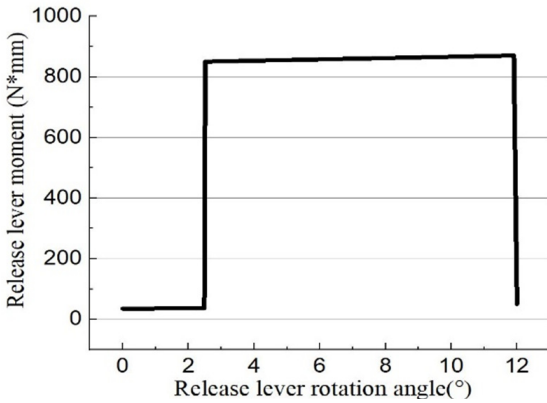


Fig. 4 Release lever moment

파울 작동력 수식 수립에서 Fig. 2(b)의 점 6은 릴리스 레버에 전달되는 모멘트로 나머지 모멘트의 총합과 같거나 크다고 정의했다. 따라서 수직항력에 의한 모멘트가 포함된다면 점 6에서 정의한 모멘트 식 (8)에서 수직항력에 의한 모멘트를 추가해준다. 그리고 총합이 0이 되는 순간을 열림 시점으로 정의한다.

$$M_6 - M_{pk} - M_{3f} + M_{G2} + M_{normalforce} = 0 \quad (21)$$

## 2.6 수식화를 통한 모멘트 분석

Fig. 4는 릴리스 레버가 파울과 충돌하기 전부터 열림 시점까지 Fig. 2(b) 점 7에서 회전하기 위한 최소 모멘트를 나타낸 그림이다. 파울과 충돌하기 전후 2.5°부근에 37 N·mm에서 850 N·mm만큼 증가하는 것을 확인할 수 있다.

도어 래치 감성품질을 결정할 수 있는 최대 작동력은 870.7435 N·mm이며, 릴리스 레버의 회전각도 12° 부근에서 열림 시점이 적용되어 점 7에서 회전하기 위한 최소 모멘트가 급격히 떨어지는 현상을 확인할 수 있다. 이를 통해 최대 작동력의 크기를 조절하면서 사용자의 기호에 맞게 최대 작동력을 변화시켜 감성품질 향상에 도움을 줄 수 있다.

## 3. 결 론

이 논문에서는 차량 도어의 감성품질 향상을 위해 도어 래치의 작동력 수식화 및 열림 시점을 정의하

였다. 도어 래치의 부품 중 캐치, 파울, 릴리스 레버를 단계적으로 수식화하고 캐치와 파울 사이의 열림 시점을 정의하였다. 부품의 가해지는 모멘트나 작동력을 구하기 위해 캐치와 파울은 마찰력, 탄성력 그리고 스트라이커에 의한 반력에 의해 서로 접촉되어 있고, 이보다 큰 모멘트가 파울에 작용해야 두 부품이 해체 될 수 있다. 여기서 파울의 힘은 릴리스 레버로부터 전달된다. 작동력을 구하기 위해 자유 물체도를 바탕으로 구조의 수식화를 진행하였으며, 최종적으로 회전각도에 따른 모멘트 그래프를 얻을 수 있다. 릴리스 레버와 파울이 충돌하기 전후에 급격히 변화하였으며 열림 시점에 급격히 감소하는 것을 알 수 있다.

향후 심화된 연구를 통해 도어 래치의 전체 작동력을 수식화하고 수식을 통해 각 부품들의 변수를 변화하여 최대 작동력에 기여하는 부분을 확인할 것이다. 이를 통해 최대 작동력에 가장 큰 기여가 있는 부품의 변수를 변화하여 차량 감성품질 향상에 도움을 줄 수 있다.

## 후 기

이 논문은 (주)평화정공의 지원을 받아 작성된 논문입니다(과제번호: 59646-01).

## References

- (1) Nam, J. W., Lee, S. H., Seo, S. W. and Jung, C. H., 2014, Research Door Latch Mechanism for Improving Door Open Feeling, Proceedings of the KSAE Annual Autumn Conference, pp. 1095~1096.
- (2) Zhang, Z. and Young, S, 2005, Low Frequency Transient CAE Analysis for Vehicle Door Closure Sound Quality, Proceedings of the SAE Noise and Vibration Conference, pp. 1~10.
- (3) Kim, B. S., 2011, A Study on the Advancement of Door Opening & Closing Effort, Proceedings of the KSAE Annual Autumn Conference, pp. 2291~2300.
- (4) Hur, S. B., Oh, J. C., Ahn, S. J., Byeon, S. G. and Cho, H. D., 2014, Study of Claw Shock Noise Improvement to Automotive Door Latch, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 269~270.
- (5) Jung, Y. H., 1996, Assembly-centric Modeling

Methodology for Large Assembly Design, Proceedings of the KSAE Annual Autumn Conference, pp. 200~208.

(6) Lee, H. W. and Park, N. G., 2005, A Study on Dynamic Characteristics of Gear-system, Journal of the Korean Society for Precision Engineering, Vol. 22, No. 11, pp. 111~117.

(7) Son, J. H., Hur, S. B., Oh, J. C., Byun S. G. and Cho, H. D., 2013, Optimization & Design Factors of Door Latch for Improved Feeling of Door Open & Close, Proceedings of the KSAE Annual Conference, pp. 15~18.



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

# 차량 도어 래치의 작동력 계산을 위한 수식 유도 : 파트 2-OS/IS래버, 전체 작동력 분석

## Calculation Formula for Operating Force of Vehicle Door Latch : Part 2- OS/IS Lever and Total Force Analysis

이 예 호\* · 이 태 훈\*\* · 최 승 복† · 윤 근 하\*\*\* · 김 완 현\*\*\*  
정 병 대\*\*\* · 이 진 복\*\*\* · 김 다 빈\*\*\* · 신 진 용\*\*\*

Ye-Ho Lee\*, Tae-Hoon Lee\*\*, Seung-Bok Choi†, Gun-Ha Yoon\*\*\*, Wan-Hyun Kim\*\*\*,  
Byoung-Dae Jung\*\*\*, Jin-Bok Lee\*\*\*, Da-Bin Kim\*\*\* and Jin-Young Shin\*\*\*

(Received December 2, 2019 ; Revised January 8, 2020 ; Accepted January 8, 2020)

**Key Words :** Door Latch(도어 래치), Operating Force(작동력), Vehicle Sensibility(차량감성), Maximum Torque(최대토크), Various Levers(다양한 래버)

### ABSTRACT

A car door has an inner handle and an outer handle. The magnitude of the operating force of the two handles is commonly influenced by the catch, pawl, and release lever of the door latch, and is divided into an OS lever and an IS lever. OS lever and IS lever are connected to the cable of the handle allowing the final operating force to be obtained. Therefore, it should be divided into two cases in the release lever in the door latch. Because the formulated variables change, an analysis of how much each variable contributes to the maximum operating force needs to be undertaken. In particular, because each part has a torsion spring attached, which part contributes the most to the maximum operating force owing to a change in the spring coefficient should be analyzed. In addition, since the maximum operating force is expressed as the force on the moment, the maximum operating force according to the change of distance from the center of rotation to the contact point between parts is analyzed.

### 1. 서 론

자동차의 감성품질을 향상 시키기 위해 차량 손잡이에 대한 많은 연구(1)가 진행되었다. 차량 손잡이는 가장 먼저 소비자가 느낄 수 있는 부품으로 도어 래치(door latch)가 연결되어있으며, 도어 래치의 계폐

느낌(2,3)과 소음진동 개선을 위해 연구(4,5)가 진행 되었다. 도어 래치는 캐치(catch), 파울(pawl), 릴리스 래버(release lever), OS 래버(OS lever), IS 래버(IS lever)로 구성되어있다. 도어 래치의 작동력은 바깥 문과 안쪽 문이 다르기 때문에 캐치와 파울을 거쳐 릴리스 래버에서 OS 래버와 IS 래버로 나뉘어 진다. 따라서 도어 래치의 감성품질을 결정하는 최대 작동

† Corresponding Author; Fellow Member, Dept. of Mechanical Eng., Inha University, Professor  
E-mail : seungbok@inha.ac.kr

\* Dept. of Construction Machinery Eng., Inha University, Student

\*\* Dept. of Mechanical Eng., Inha University, Student

\*\*\* Part Design 1 Team, Pyeonghwa Automotive Co., Researcher

‡ Recommended by Editor Jun hong Park

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

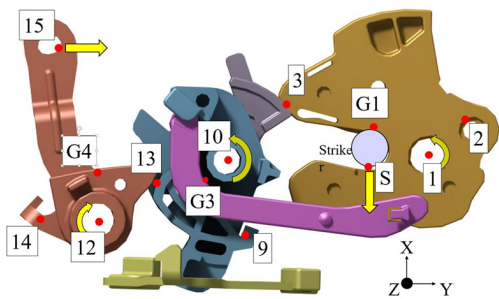
력은 OS 레버와 IS 레버에서 각각 구할 수 있다. OS 레버와 IS 레버는 회전축에 장착되어 있기 때문에 모멘트에 대한 수식화를 진행하여 손잡이에 가해지는 최대 작동력을 수식화 할 수 있다(6,7). 또한 최대 작동력에 기여하는 주요변수들을 동일한 비율로 변화하면서 각 변수들의 중요성을 분석할 수 있다(8,9).

이 논문에서는 릴리스 레버에서 전달 된 작동력으로 OS 레버와 IS 레버에 작동력을 수식화한다. 수식화를 통해 전체 작동력의 경향성을 확인할 수 있다. 또한 도어 래치 각 부품에는 토션 스프링(torsion spring)이 장착되어있다. 각 스프링의 상수를 동일한 비율로 변화하여 최대 작동력을 비교하고, 각 부품의 회전중심으로부터 작용점까지의 거리를 변화하여 최대 작동력에 가장 기여하는 부품의 변수를 확인한다. 이를 통해 각각의 요소가 작동력에 대한 경향성을 분석하고 도어 열림의 감성 품질 향상에 도움이 될 수 있는 설계 방향을 제시한다.

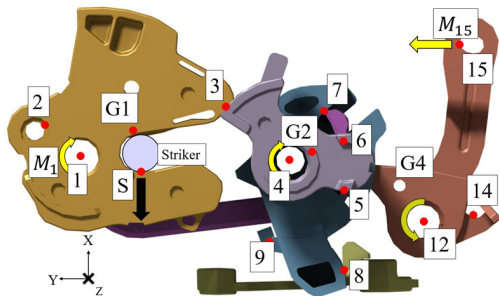
## 2. OS/IS 레버 작동력 수립

### 2.1 OS 레버

OS 레버의 경우 Fig. 1(a)의 점 12를 회전중심인



(a) Door latch shape to see the flow of operating force when the outer door handle is pulled



(b) Pawl side

Fig. 1 Free body diagram of door latch

부품으로 아래와 같이 3단계에 걸쳐 힘의 변화가 생긴다. 첫 번째 경우 Fig. 1(a)의 점 13에서 OS레버가 릴리스 레버와 비 충돌부터 충돌하는 순간까지의 구간이다. 두 번째 경우 릴리스 레버가 OS레버와 충돌부터 파울과 충돌하기까지의 구간으로 Fig. 1(b)의 점 6에서 릴리스 레버와 파울의 비 접촉부터 접촉이 되는 순간까지의 구간이다. 세 번째 단계는 릴리스 레버와 파울 접촉 이후부터 Fig. 1(a)의 점 3에서 캐치와 파울이 분리되는 열림 상태까지의 구간을 말한다. 위의 단계에 따라 OS 레버의 회전각도( $\theta_{OS}$ )반경을 아래와 같이 정의한다.

(1) Step 1, 릴리스 레버와 충돌하기 전

$$0^\circ \leq \theta_{OS} \leq 2.8519^\circ$$

(2) Step 2, 릴리스 레버와 충돌 후 릴리스 레버가 파울과 충돌하기 전

$$2.8519^\circ \leq \theta_{OS} \leq 5.1852^\circ$$

(3) Step 3, 릴리스 레버가 파울과 충돌 후 open 상태

$$5.1852^\circ \leq \theta_{OS} \leq 14^\circ$$

Fig. 1(b)의 점 14에서 OS 레버의 스프링 탄성력에 의한 모멘트( $M_{osk}$ )와 Fig. 1(b)의 점 G4에서 질량 중심에 의한 모멘트( $M_{G4}$ )식은 아래와 같이 정리할 수 있다. ( $r_{G4,12}$ )<sub>x</sub> 은 점 G4와 12사이거리의 x방향 길이이다.

$$M_{G4} = F_{G4} \cdot (r_{G4,12})_x = m_{os} \cdot g \cdot (r_{G4,12})_x \quad (1)$$

스프링 계수( $k_{os}$ )는 0.214 kgf·mm/deg이며, 도어가 완전히 닫혀있는 상태의 초기 스프링 사이 각은  $\theta_{0os}$  이다.

$$\begin{aligned} M_{osk} &= k_{os} \cdot (\theta_{0os} + \theta_{os}) [\text{kgf} \cdot \text{mm}] \\ &= k_{os} \cdot (\theta_{0os} + \theta_{os}) / 0.102 [\text{N} \cdot \text{mm}] \end{aligned} \quad (2)$$

OS 레버의 Fig. 1(a)의 점 13에 작용하는 모멘트  $M_{13}$ 은 OS 레버와 릴리스 레버의 회전중심에서 작용점까지 거리 비에 따라 크기가 변한다. 릴리스 레버에 작용하는 모멘트가  $M_{13}$ 이라면 같은 지점에서 OS 레버에 작용하는 모멘트는 다음과 같다.

OS 레버에 점 13에서 작용하는 모멘트 :

$$-\frac{r_{12,13}}{r_{10,13}} M_{13}$$



최종적으로 구해야 할 Fig. 1(a)의 점 15에서의 모멘트는 점 12에서 작용하는 총 모멘트들이 합보다 커야 한다. 점 15의 모멘트 방향( $M_{15}$ )은 시계 반대 방향이므로 총 모멘트 합은 0보다 작아야 한다.

(1) Step 1

$$0 \geq -M_{15} + M_{osk} + M_{G4} \tag{3}$$

$$M_{15} \geq M_{osk} + M_{G4}$$

$$= k_{os} \cdot (\theta_{0os} + \theta_{os}) / 0.10197 + m_{os} \cdot g \cdot (r_{G4,12})_x$$

(2) Step 2

$$0 \geq -M_{15} + M_{osk} + M_{G4} + \frac{r_{12,13}}{r_{10,13}} M_{13} \tag{4}$$

$$M_{15} \geq M_{osk} + M_{G4} + \frac{r_{12,13}}{r_{10,13}} M_{13}$$

$$= k_{os} \cdot (\theta_{0os} + \theta_{os}) / 0.10197 + m_{os} \cdot g \cdot (r_{G4,12})_x$$

$$+ \frac{r_{12,13}}{r_{10,13}} [-m_R \cdot g \cdot (r_{G3,10})_x$$

$$+ k_{release} \cdot (\theta_{0release} + \theta_R) / 0.102] [N \cdot mm]$$

(3) Step 3

$$0 \geq -M_{15} + M_{osk} + M_{G4} + \frac{r_{12,13}}{r_{10,13}} M_{13} \tag{5}$$

$$M_{15} \geq M_{osk} + M_{G4} + \frac{r_{12,13}}{r_{10,13}} M_{13}$$

$$= k_{os} \cdot (\theta_{0os} + \theta_{os}) / 0.10197 + m_{os} \cdot g \cdot (r_{G4,12})_x$$

$$+ \frac{r_{12,13}}{r_{10,13}} \left[ -\frac{r_{7,10}}{r_{4,6}} \left| k_{pawl} (\theta_{0pawl} + \theta_p) / 0.10197 \right. \right.$$

$$\left. - m_R \cdot g \cdot (r_{G3,10})_x + \mu F_3 \cdot (r_{3,4}) - m_p \cdot g \cdot (r_{G2,4})_x \right]$$

$$- m_R \cdot g \cdot (r_{G3,10})_x + k_{release} \cdot (\theta_{0release} + \theta_R) / 0.102]$$

점 15에서 작용하는 모멘트를 회전중심 점 12와 점 15 사이의 거리( $r_{12,15}$ )로 나눠주면 최종 작동력을 구할 수 있다. 점 15에 작용하는 힘( $F_{15}$ )의 방향이 케이블 선이 들어가는 부분과 일치하지 않더라도 장력은 선의 어느 부분에서라도 같다. 따라서 변화하는 모멘트 값에서 점 15와 점 12 사이의 거리를 나눠주면 작동력이 된다.

$$F_{15} = M_{15} / r_{12,15} \tag{6}$$

(1) Step 1

$$F_{15} \geq [k_{os} \cdot (\theta_{0os} + \theta_{os}) / 0.10197 + m_{os} \cdot g \cdot (r_{G4,12})_x] / r_{12,15} [N] \tag{7}$$

(2) Step 2

$$F_{15} \geq [k_{os} \cdot (\theta_{0os} + \theta_{os}) / 0.10197 + m_{os} \cdot g \cdot (r_{G4,12})_x + \frac{r_{12,13}}{r_{10,13}} [-m_R \cdot g \cdot (r_{G3,10})_x + k_{release} \cdot (\theta_{0release} + \theta_R) / 0.10197]] / r_{12,15} [N] \tag{8}$$

(3) Step 3

$$F_{15} \geq [k_{os} \cdot (\theta_{0os} + \theta_{os}) / 0.10197 + m_{os} \cdot g \cdot (r_{G4,12})_x + \frac{r_{12,13}}{r_{10,13}} \left[ -\frac{r_{7,10}}{r_{4,6}} \left| k_{pawl} (\theta_{0pawl} + \theta_p) / 0.10197 \right. \right. \tag{9}$$

$$\left. \left. + \mu F_3 \cdot (r_{3,4}) - m_p \cdot g \cdot (r_{G2,4})_x \right] - m_R \cdot g \cdot (r_{G3,10})_x + k_{release} \cdot (\theta_{0release} + \theta_R) / 0.102] / r_{12,15} [N]$$

**Table 1** Variables used in dynamic equation at OS lever

Symbol	Specification
$m_{OS}$	Mass of OS lever
$k_{OS}$	Spring constant of OS lever
$\theta_{OS}$	The angle of rotation of the OS lever
$r_{G4,12}$	Distance between points G4 and 12
$\alpha_{G3,10}$	Angle between distance G3,10 and x axis
$(r_{G4,12})_x$	The x-direction length of the distance between points G4 and 12
$r_{12,15}$	Length between point 12 and point 15
$r_{12,13}$	Distance between points 12 and 13
$r_{10,13}$	Distance between points 10 and 13
$M_{G4}$	OS lever moment of gravity
$M_{OSk}$	Moment of OS lever spring
$M_{15}$	Moment of point 15
$\theta_{0os}$	Initial angle of OS lever spring with door fully closed

### 2.2 IS 레버

IS 레버의 경우 Fig. 2의 점 16을 회전중심으로 갖는 부품으로 안쪽 문의 손잡이에서 가해지는 작동력이 IS 레버를 통해 릴리스 레버로 전달되는 형상을 보여준다. 점 8은 IS 레버와 릴리스 레버가 만나는 지점, 점 16은 IS 레버의 회전중심, 점 17은 IS 레버의 스프링에 의한 탄성력이 작용되는 지점, 점 G5는 IS 레버의 무게중심, 점 18은 안쪽 문 손잡이로부터 작동력이 가해지는 지점이다. IS 레버의 경우 또한 아래와 같이 3단계에 걸쳐 힘의 변화가 생긴다. 첫 번째 경우 Fig. 3의 점 8에서 IS 레버가 릴리스 레버와 비충돌부터 충돌하는 순간까지의 구간이다. 두 번째 경우 릴리스 레버가 IS 레버와 충돌부터 파울과 충돌하기까지의 구간으로 Fig. 1(b)의 점6에서 릴리스 레버와 파울의 비 접촉부터 접촉이 되는 순간까지의 구간이다. 세 번째 단계는 릴리스 레버와 파울 접촉 이후부터 Fig. 1(a)의 점 3에서 캐치와 파울이 분리되는 열림 상태까지의 구간을 말한다. 위의 단계에 따라 IS 레버의 회전각도를 아래와 같이 정의한다.

(1) Step 1,  
 $0^\circ \leq \theta_{IS} \leq 7.5370^\circ$

(2) Step 2,  
 $7.5370^\circ \leq \theta_{IS} \leq 13.7037^\circ$

(3) Step 3,  
 $13.7037^\circ \leq \theta_{IS} \leq 37^\circ$

Fig. 2의 점 17에서 IS 레버의 스프링 탄성력과 점 G5에서 질량 중심에 의한 모멘트( $M_{G5}$ )식은 점G5와 16사이거리의  $x$ 방향길이( $r_{G5,16}$ ) $x$ 와 함께 아래와 같이 정리할 수 있다.

$$M_{G5} = F_{G5} \cdot (r_{G5,16})_x = m_{Is} \cdot g \cdot (r_{G5,16})_x \quad (10)$$

IS레버의 스프링 계수( $k_{Is}$ )는 0.15 kgf·mm/deg이며, 도어가 완전히 닫혀있는 상태의 스프링 사이 각은  $\theta_{0Is}$ 이다.

$$\begin{aligned} M_{Isk} &= k_{Is} \cdot (\theta_{0Is} + \theta_{Is}) [\text{kgf} \cdot \text{mm}] \\ &= k_{Is} \cdot (\theta_{0Is} + \theta_{Is}) / 0.102 [\text{N} \cdot \text{mm}] \end{aligned} \quad (11)$$

Fig. 2의 점 8에서 IS 레버의 모멘트에 의한 힘은  $y$  방향 힘만 작용한다고 가정하여, 두 부품에 작용하는

모멘트는 크기는 같고 방향은 반대인 힘이 작용한다. 또한 릴리스 레버와 IS 레버의 작용하는 모멘트 크기가  $M_8$ 이라면 IS 레버에 작용하는 모멘트의 크기는 다음과 같다.

$$\text{IS 레버에 작용하는 모멘트의 크기} : -\frac{r_{8,16}}{r_{8,10}} M_8$$

(1) Step 1

$$\begin{aligned} M_{18} - M_{Isk} - M_{G5} &\geq 0 \\ M_{18} &\geq M_{Isk} + M_{G5} \\ &= k_{Is} \cdot (\theta_{0Is} + \theta_{Is}) / 0.102 \\ &+ m_{Is} \cdot g \cdot (r_{G5,16})_x \end{aligned} \quad (12)$$

(2) Step 2

$$\begin{aligned} M_{18} - M_{Isk} - M_{G5} - M_8 &\geq 0 \\ M_{18} &\geq M_{Isk} + M_{G5} + M_8 \\ &= k_{Is} \cdot (\theta_{0Is} + \theta_{Is}) / 0.10197 \\ &+ m_{Is} \cdot g \cdot (r_{G5,16})_x + \frac{r_{8,16}}{r_{8,10}} [-m_R \cdot g \cdot (r_{G3,10})_x \\ &+ k_{release} \cdot (\theta_{0release} + \theta_R) / 0.102] [\text{N} \cdot \text{mm}] \end{aligned} \quad (13)$$

(3) Step 3

$$\begin{aligned} M_{18} - M_{Isk} - M_{G5} - M_8 &\geq 0 \\ M_{18} &\geq M_{Isk} + M_{G5} + M_8 \\ &= k_{Is} \cdot (\theta_{0Is} + \theta_{Is}) / 0.102 + m_{Is} \cdot g \cdot (r_{G5,16})_x \\ &+ \frac{r_{8,16}}{r_{8,10}} \left[ -\frac{r_{7,10}}{r_{4,6}} \left| \frac{k_{pawl} (\theta_{0pawl} + \theta_p)}{0.102} \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + \mu F_3 \cdot (r_{3,4}) - m_p \cdot g \cdot (r_{G2,4})_x \right| \right. \\ &\quad \left. - m_R \cdot g \cdot (r_{G3,10})_x \right. \\ &\quad \left. + k_{release} \cdot (\theta_{0release} + \theta_R) / 0.102 \right] \end{aligned} \quad (14)$$

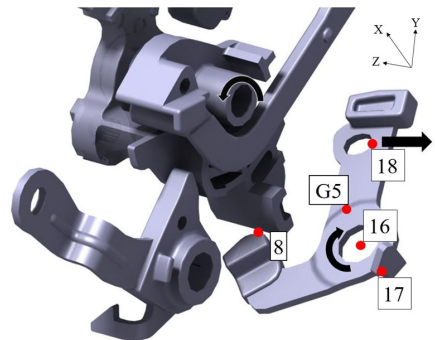


Fig. 2 Freebody diagram of IS lever

IS 레버 또한 점 18에서 작동하는 작동력( $F_{18}$ )은 케이블로 연결되어 있다. 점 18에 작용하는 힘의 방향이 케이블 선이 들어가는 부분과 일치하지 않더라도 장력은 선의 어느 부분에서라도 같다. 따라서 변화하는 모멘트 값에서 점 18과 점 16 사이의 거리( $r_{16,18}$ )를 나눠주면 작동력이 된다.

$$F_{18} = M_{18} / r_{16,18} \tag{15}$$

(1) Step 1

$$F_{18} = [k_{Is} \cdot (\theta_{0IS} + \theta_{Is}) / 0.102 + m_{Is} \cdot g \cdot (r_{G5,16})_x] / r_{16,18} [N] \tag{16}$$

(2) Step 2

$$F_{18} = [k_{Is} \cdot (\theta_{0IS} + \theta_{Is}) / 0.10197 + m_{Is} \cdot g \cdot (r_{G5,16})_x + \frac{r_{8,16}}{r_{8,10}} [-m_R \cdot g \cdot (r_{G3,10})_x + k_{release} \cdot (\theta_{0release} + \theta_R) / 0.10197]] / r_{16,18} [N] \tag{17}$$

(3) Step 3

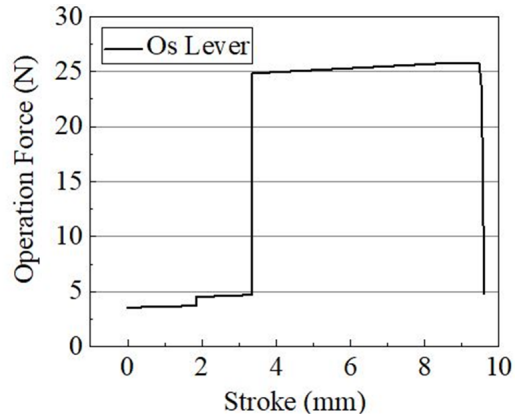
$$F_{18} = [k_{Is} \cdot (\theta_{0IS} + \theta_{Is}) / 0.102 + m_{Is} \cdot g \cdot (r_{G5,16})_x + \frac{r_{8,16}}{r_{8,10}} \left[ -\frac{r_{7,10}}{r_{4,6}} \left| k_{pawl} (\theta_{0pawl} + \theta_p) / 0.10197 + \mu F_3 \cdot (r_{3,4}) - m_p \cdot g \cdot (r_{G2,4})_x \right| - m_R \cdot g \cdot (r_{G3,10})_x + k_{release} \cdot (\theta_{0release} + \theta_R) / 0.102 \right]] / r_{16,18} [N] \tag{18}$$

**Table 2** Variables used in dynamic equation at IS lever

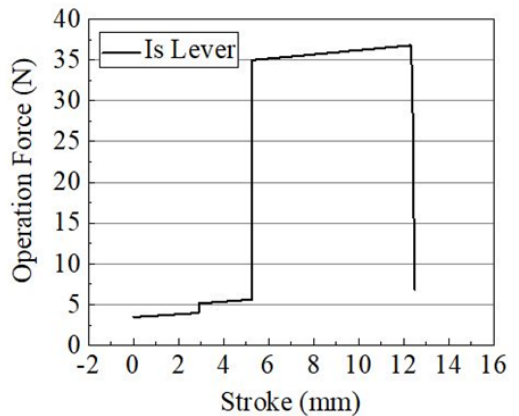
Symbol	Specification
$m_{IS}$	Mass of IS lever
$k_{IS}$	Spring constant of IS lever
$\theta_{IS}$	Rotation angle of IS lever
$r_{G5,16}$	Distance between point G5 and point 16
$\alpha_{G3,10}$	Angle between distance G3,10 and z axis
$(r_{G5,16})_z$	The z-direction length of the distance between point G5 and point 16
$r_{16,18}$	Length between point 16 and point 18
$r_{8,16}$	Distance between points 8 and 16
$r_{8,10}$	Distance between points 8 and 10
$M_{G5}$	IS lever moment of gravity
$M_{ISk}$	Moment of IS lever spring
$M_{18}$	Moment of point 18
$\theta_{0IS}$	Initial angle of IS lever spring with door fully closed

### 3. 수식화를 통한 전체 작동력 분석 및 설계변경

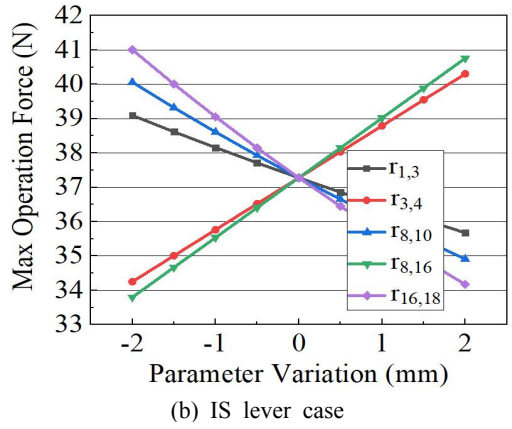
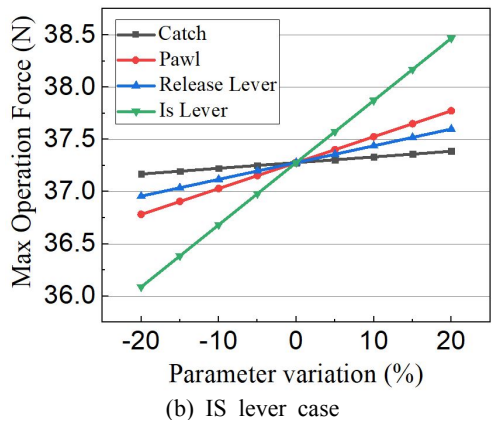
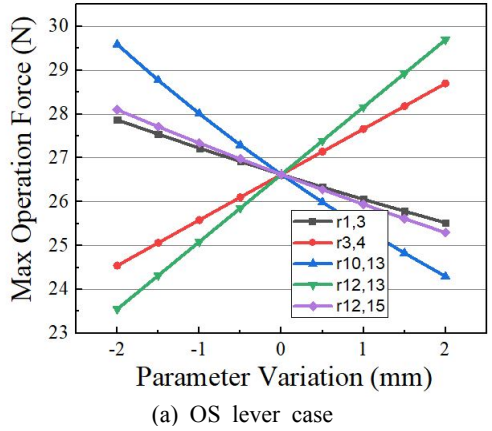
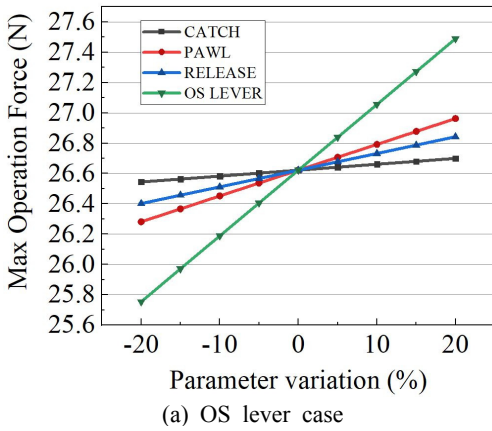
Fig. 3은 OS 레버의 작동력으로 OS 레버부터 열림(open)시점까지 문을 열 수 있는 최소 힘(작동력)을 나타낸 그래프이다. 또한 Fig. 4는 IS 레버의 작동력 그래프이다. 두 그래프의 형태는 두 번의 급상승하는 구간을 확인할 수 있다. 처음 상승 구간은 OS/IS 레버가 릴리스 레버와 충돌하는 구간이며 두 번째 상승 구간은 릴리스 레버가 파울과 충돌하여 작동력이 크게 증가한 형태를 확인할 수 있다. IS/OS 레버 두 경우는 구조상 릴리스 레버부터 전달되는 작동력이 같다. 하지만 IS 레버는 OS 레버에 비해 큰 회전반경을 갖고 있다. 따라서 두 레버의 최대 작동력의 차이는 회전반경에 의한 탄성력이 작동력에 기여하여 대략



**Fig. 3** Operation force of OS lever



**Fig. 4** Operation force of IS lever



**Fig. 5** Operating force analysis according to change of spring constant

**Fig. 6** Max operation force according to distance change between operating points

10 N의 차이가 발생하는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 3과 4 그래프의 최대 작동력에서 볼 수 있듯이 부품에 따라 작동력의 크기는 변화한다. 따라서 작동력의 수식화를 이용하여 부품 별 변수의 크기 변화에 따른 작동력의 변화 또한 확인할 수 있고, 이를 비교하여 차량 감성 품질 향상을 위해 작동력을 변화시키는 주요 변수를 선정할 수 있다.

도어 래치의 모든 부품에는 토션 스프링이 설치되어 있다. Fig. 5(a)는 OS 래버 경우의 스프링상수의 일정한 비율 변화로 최대 작동력을 비교한 그래프이다. Fig. 5(b)는 IS 래버 경우의 스프링상수의 일정한 비율 변화로 최대 작동력을 비교한 그래프이다. 모든 부품의 스프링 상수를 동일한 비율로 변화하여 최대 작동력의 경향을 확인하였다. 각 부품에 설치된 스프링의 경우 각각의 스프링 상수를 최대 20% 상승시켰을 경우 최대 작동력이 OS 래버와 IS 래버에서 각

각 3.26%, 3.20% 상승으로 가장 큰 변화가 나타난 것을 확인할 수 있다.

또한 각 부품의 중심과 부품이 접촉하는 지점 사이의 거리는 각 부품의 모멘트에 영향을 미친다. 스프링상수 비교와 마찬가지로 Fig. 6은 바깥손잡이와 안쪽손잡이의 경우를 나눠 각 부품의 중심으로부터 접촉지점까지 사이 거리의 동일한 비율 변화를 주어 분석하였다. Fig. 6(a)에서 바깥 손잡이의 경우 OS 래버의 중심으로부터 릴리스 래버와 접촉하는 지점까지인 점12와 13사이 거리를 최대 20% 상승시켰을 경우 최대 작동력이 10.05% 상승하여 가장 큰 변화를 확인할 수 있다. Fig. 6(b)에서 안쪽 손잡이의 경우 IS래버의 중심으로부터 손잡이에 연결되는 케이블까지의 거리인 점16과 18사이거리를 20% 상승시켰을 경우 최대 작동력이 10.00% 상승하여 가장 큰 변화를 확인할 수 있다.

#### 4. 결 론

이 논문에서는 차량 도어의 감성품질 향상을 위해 도어 래치의 작동력을 분석하였다. 도어 래치의 기구 부를 단계적으로 수식화하고 해석을 통해 바깥 손잡이와 안쪽 손잡이에서의 최대 작동력을 각각 정의하였으며, 주요 설계 변수를 설정하고 작동력에 대한 주요 설계 변수의 영향도를 분석하였다.

결과적으로 손잡이의 작동력을 부드럽게 하기 위해서는 각 부품들의 스프링 상수의 감소, 캐치와 릴리스 래버의 회전중심으로부터 충돌지점 사이 거리 증가, IS/OS 래버의 회전중심으로부터 릴리스 래버와 충돌 지점 사이 거리 감소, IS/OS 래버의 회전중심으로부터 케이블이 닿는 지점까지 거리 증가시켜야 한다. 반면 작동력을 강하게 하기 위해서는 이들을 반대로 설정해야 한다. 또한 스프링상수의 경우 IS/OS 래버, 파울, 릴리스 래버, 캐치순으로 작동력에 대한 영향도가 큰 것으로 정의되며 설계 시 이와 같은 경향을 반영해야 할 것이다.

향후 심화된 연구를 위해, 원하는 손잡이의 느낌을 선정한 후 해당되는 작동력을 설정하여 주요 변수들의 변화를 통해 제작을 하여 이론 값과 실험 값을 비교해 검증할 예정이다.

#### 후 기

이 논문은 (주)평화정공의 지원을 받아 작성된 논문입니다 (과제번호: 59646-01).

#### References

- (1) Nam, J. W., Lee, S. H., Seo, S. W. and Jung, C. H., 2014, Research Door Latch Mechanism for Improving Door Open Feeling, Proceedings of the KSAE Annual Autumn Conference, pp. 1095~1096.
- (2) Kim, B. S., 2011, A Study on the Advancement of Door Opening & Closing Effort, Proceedings of the KSAE Annual Autumn Conference, pp. 2291~2300.
- (3) Son, J. H., Hur, S. B., Oh, J. C., Byun S. G. and

Cho, H. D., 2013, Optimization & Design Factors of Door Latch for Improved Feeling of Door Open & Close, Proceedings of the KSAE Annual Conference, pp. 15~18.

(4) Zhang, Z. and Young, S., 2005, Low Frequency Transient CAE Analysis for Vehicle Door Closure Sound Quality, Proceedings of the SAE Noise and Vibration Conference, pp. 1~10.

(5) Hur, S. B., Oh, J. C., Ahn, S. J., Byeon, S. G. and Cho, H. D., 2014, Study of Claw Shock Noise Improvement to Automotive Door Latch, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 24, No. 4, pp. 269~270.

(6) Jung, Y. H., 1996, Assembly-centric Modeling Methodology for Large Assembly Design, Proceedings of the KSAE Annual Autumn Conference, pp. 200~208.

(7) Lee, H. W. and Park, N. G., 2005, A Study on Dynamic Characteristics of Gear-system, Journal of the Korean Society for Precision Engineering, Vol. 22, No. 11, pp. 111~117.

(8) Lee, T. H., Yoon, G. H. and Choi, S. B., 2016, A Study on Deploying Time of Active Hood Lift System of Passenger Vehicles with Principal Design Parameters, Transactions of the Korean society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 26, No. 1, pp. 63~68.

(9) Lee, C. T. and Lee, J. K., 2003, A Study on the Influence of Design Parameters on the Automotive Shock Absorber Performance, Journal of the Korean Society for Precision Engineering, Vol. 20, No. 6, pp. 167~177.



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

# 연료 슬로싱 효과를 고려한 위성 기동 간의 SAR 안테나 반사판의 진동 분석

## Vibration Analysis of SAR Antenna Reflector during Satellite Maneuver Considering the Propellant Sloshing Effect

정 바 울\* · 김 태 현\* · 서 종 은\* · 한 재 흥† · 이 재 은\*\* · 정 화 영\*\*  
Ba-Woul Chung\*, Tae-Hyun Kim\*, Jong-Eun Suh\*, Jae-Hung Han†,  
Jae-Eun Lee\* and Hwa-Young Jung\*\*

(Received December 5, 2019 ; Revised January 17, 2020 ; Accepted January 29, 2020)

**Key Words** : Sloshing(슬로싱), Equivalent Mechanical Model(등가 기계 모델), SAR Antenna(SAR 안테나)

### ABSTRACT

Sloshing refers to the movement of a liquid free surface caused by disturbances of a liquid partially filled in a container. Sloshing generates forces and moments owing to the pressure distribution on the liquid free surface, which affect the dynamic stability of the vessel. An equivalent mechanical model that exerts the same amount of force and moment on the vessel wall as sloshing is used to analyze the sloshing effect on the vessel. This phenomenon also occurs in the fuel tank of a satellite structure that controls the attitude using a propulsion system with a liquid propellant. A satellite with a deployable synthetic-aperture radar (SAR) antenna, which is made of a thinner and lighter material, is likely to be more susceptible to various disturbances, including liquid sloshing. In this study, an analysis of a deployable SAR antenna reflector vibrating from the liquid fuel sloshing between the changes in the satellite's attitude was conducted. The equivalent mechanical model is used to simulate the sloshing effect, and the vibrations of the reflector are compared and analyzed with and without the sloshing effect for the specified torque input.

### 기 호 설 명

- $h_0$  : 고정 질량 높이
- $h_F$  : 유체 높이
- $h_n$  :  $n$ 번째 이동 질량 높이
- $k_n$  :  $n$ 번째 등가 기계 모델 스프링 상수
- $m_0$  : 등가 기계 모델 고정 질량
- $m_n$  :  $n$ 번째 등가 기계 모델 이동 질량

- $m_F$  : 유체 총 질량
- $\omega_n$  :  $n$ 번째 슬로싱 모드 주파수

### 1. 서 론

슬로싱(sloshing)은 용기에 부분적으로 채워진 액체의 자유유체표면(free liquid surface)의 움직임을 말한다. 이러한 슬로싱은 용기에 있어 외란을 발생시

† Corresponding Author ; Member, Department of Aerospace Engineering, KAIST, Professor  
E-mail : jaehunghan@kaist.ac.kr  
\* Department of Aerospace Engineering, KAIST, Student  
\*\* LIG Nex1 Co., Ltd.

# A part of this paper was presented at the KSNVE 2019 Annual Autumn Conference  
‡ Recommended by Editor Won Ju Jeon  
© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

키고, 이는 용기와 용기를 포함하는 구조체의 동적 안정성에 영향을 끼칠 수 있다. 이러한 영향 때문에, 1960년대부터 액체 연료 슬로싱이 우주 발사체의 비행 안정성에 미치는 영향이 연구되었으며<sup>(1)</sup>, 선박이나 자동차의 액체 화물의 슬로싱을 저감하는 연구가 진행되었다<sup>(2,3)</sup>.

슬로싱은 일반적으로 수치해석을 통해 자유 경계면의 변위와 압력분포를 계산하여 용기에 미치는 영향을 분석한다<sup>(4,5)</sup>. 이러한 방법은 실제 유체의 움직임을 보다 정확히 표현할 수 있는 장점이 있지만, 해석 시간이 오래 걸린다는 단점이 있다. 이러한 단점을 해결하기 위해, Fig. 1과 같이 실제 슬로싱에 의한 힘과 모멘트와 동일한 크기의 힘과 모멘트를 발생시키는 등가 기계 모델(equivalent mechanical model, E.M.M.)이 사용되어왔다<sup>(6)</sup>. 이러한 등가 기계 모델은 이전에 실험적으로 검증된 바 있으며, 용기와 구조물에 가해지는 슬로싱에 의한 외란을 예측하기 위해 사용되어왔다. 슬로싱은 유체 연료를 이용하는 위성체의 탱크 내부에서도 발생할 수 있는데, 특히 전개형 SAR(synthetic aperture radar) 안테나를 탑재한 위성체의 경우, 안테나 반사판에 얇고, 가벼운 소재를 사용하기 때문에 다른 외란 뿐 아니라 슬로싱에 의한 진동에도 더욱 민감할 가능성이 있다<sup>(7,8)</sup>.

이 연구는 향후 위성에 탑재되는 전개형 SAR 안테나의 beam pointing error 분석을 수행하기 위한 목적으로, 위성의 자세 변화 기동 간 SAR 안테나 반사

판에서 발생하는 진동을 분석하고, 등가 기계 모델을 이용한 슬로싱 모사를 통해, 슬로싱의 유무에 따른 SAR 안테나 반사판의 진동 변화와 그에 따른 안테나 성능 저하에 대한 분석을 수행하였다.

## 2. 슬로싱 분석 기법

### 2.1 슬로싱 해석해 및 등가 기계 모델

슬로싱의 해석해는 일반적으로 비점성 유동(inviscid flow)을 가정하며, 용기 형상에 따른 자유 경계면과 용기의 경계조건을 이용해 속도 포텐셜(velocity potential)과 자유 경계면의 모드 주파수(mode frequency)를 구한다. 속도 포텐셜과 모드 주파수를 구하면 특정한 가진에 대한 압력 분포를 계산해 슬로싱에 의한 힘과 모멘트를 구할 수 있다.

슬로싱의 해석해를 구하면 자유 경계면의 변위나 시간에 따른 유체의 전체적 형상을 구할 수 있다. 그러나 단지 슬로싱에 의한 힘과 모멘트를 구하는 것이 목적이라면 슬로싱 해석해를 구하는 것은 계산 시간 측면에서 비효율적일 수 있다. 그 점에서, 슬로싱에 의한 힘과 모멘트와 동일한 크기의 힘과 모멘트를 발생시키는 등가 기계 모델이 제안되었다<sup>(6)</sup>.

Fig. 1은 대표적 등가 기계 모델 중 하나인 질량-스프링 모델(mass-spring model)이다<sup>(9)</sup>. 질량-스프링 등가 기계 모델은 크게 스프링과 이동 질량(moving mass), 그리고 고정 질량(fixed mass)으로 구성된다. 등가 기계 모델은 슬로싱 모사를 위해 식 (1)과 같은 조건들을 만족해야 한다<sup>(9)</sup>.

$$m_F = m_0 + \sum_{n=1}^{\infty} m_n \tag{1.a}$$

$$m_0 h_0 + \sum_{n=1}^{\infty} m_n h_n = 0 \tag{1.b}$$

$$k_n / m_n = \omega_n^2 \tag{1.c}$$

등가 기계 모델은 슬로싱의 감쇠를 상대적으로 쉽게 표현할 수 있다. 슬로싱의 감쇠비는 일반적으로 배플(baffle)을 포함하더라도 5%를 넘지 않는다고 알려져 있다<sup>(10)</sup>. 이렇듯, 감쇠가 크지 않기 때문에 등가 기계 모델에서는 이를 선형 댐퍼로 모사한다. 유체는 연속체이기 때문에 슬로싱의 모드 또한 무수히 많이 존재한다. 그에 비해 등가 기계 모델은 이동 질량의

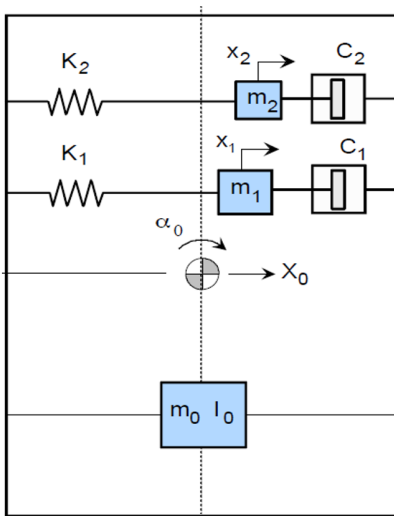


Fig. 1 Equivalent mechanical model (E.M.M.)

개수( $N$ )만큼 슬로싱 모드를 표현할 수 있다. 다만 슬로싱의 고차 모드는 1차 모드(fundamental mode)에 비해 힘과 모멘트 측면에서는 그 영향이 미미하므로, 일반적으로 1개의 이동 질량으로도 유의미한 결과를 얻을 수 있다<sup>(11)</sup>.

위성체 연료탱크 내부의 슬로싱을 다룰 때 궤도 상에서 운용되는 위성체 상의 중력은 지상보다 낮은 점을 고려해야 한다. 이는 고중력(high-gravity) 환경에서와 저중력(low-gravity) 환경에서의 슬로싱 거동이 다소 다르기 때문인데, 이러한 고중력 환경과 저중력 환경을 구분하는 기준으로 본드 수(bond number)를 이용한다. 본드 수는 중력과 표면장력의 비를 나타내는 무차원 수로 식 (2)와 같이 정의한다.

$$Bo = \rho g R_0^2 / \sigma \quad (2)$$

식 (2)의  $\rho$ 는 유체 밀도,  $g$ 는 중력가속도,  $R_0$ 는 용기 반지름,  $\sigma$ 는 표면장력을 의미한다. 본드 수  $Bo > 100$ 인 경우를 고중력 환경, 그보다 작은 경우를 저중력 환경으로 분류한다. 저중력 환경의 슬로싱에서는 표면장력의 영향을 고려해야 하며, 그에 따라 슬로싱의 모드 주파수도 변한다.

저중력 환경에서 원통형 용기의 횡방향 슬로싱의 1차 모드 주파수는 식 (3)과 같은 관계를 갖는 것으로 알려져 있다<sup>(12)</sup>.

$$\omega_1^2 = \frac{\sigma}{\rho R_0^3} (3.39 + 1.84Bo) \tanh(1.84h_F/R_0) \quad (3)$$

본드 수가 100보다 크거나 100보다 조금 작은 경우에는 표면장력의 영향을 고려하지 않은 고중력 등가 기계 모델을 사용해도 수치상 큰 차이가 없으나, 100보다 확연히 작은 본드 수에서는 표면장력의 영향을 고려한 등가 기계 모델이 필요하다. 이에 대해 Dodge. et al.<sup>(11)</sup>은 원통형 용기에 대해 본드 수  $10 < Bo < 100$ 의 저중력 환경에서의 표면장력의 영향으로 인한 자유 경계면의 곡률 변화와 유체와 용기 사이의 접촉각(contact angle)을 고려한 등가 기계 모델을 정립하고 실험적으로 검증한 바 있다. 동일한 양의 유체를 기준으로, 저중력 환경에서는 슬로싱에 의해 용기에 가해지는 힘과 모멘트가 고중력 환경에 비해 줄어들게 되는데, 이것은 유체가 저중력 환경에서 중력의 영향보다 표면장력의 영향을 크게 받는 것에 의한 결과로, 전체 유체 중 더 많은 유체가 용기의 움직임을 따라가

기 때문에 나타나는 결과이다. 이는 같은 크기의 용기와 같은 양의 유체일 때 등가 기계 모델의 이동 질량에 더 적은 질량이 배정되는 것으로 이해할 수 있다. Dodge. et al.의 연구에서는,  $Bo=0$ 의 저중력 환경에서 등가 기계 모델의 이동 질량이 고중력 환경에서보다 약 10% 정도 줄어든 결과를 보여주었다.

### 3. SAR 안테나 반사판 진동 분석

#### 3.1 전개형 SAR 안테나 탑재 위성체

이 연구에서는, MSC사의 상용 동역학 해석 소프트웨어인 Adams를 이용하여 등가 기계 모델을 포함하는 전개형 SAR 안테나를 탑재한 위성체의 기동 및 안테나 반사판의 진동 해석을 수행하였다. 전개형 위성체의 형상은 Fig. 2와 같다.

해석과정에서 SAR 안테나를 탑재한 위성체를 500 kg 급으로 가정하였으며, 위성체의 크기를 고려한 원통형 연료탱크를 상정하였다. 위성의 주축 관성모멘트(principal moment of inertia) 값과 연료 탱크의 제원은 다음과 같다.

$$I_{xx} = 534.3 \text{ kg}\cdot\text{m}^2 \quad (4.a)$$

$$I_{yy} = 426.5 \text{ kg}\cdot\text{m}^2 \quad (4.b)$$

$$I_{zz} = 370.6 \text{ kg}\cdot\text{m}^2 \quad (4.c)$$

$$R_0 = 0.3 \text{ m}, h_{\text{tank}} = 1.4 \text{ m} \quad (4.d)$$

궤도 상 중력을 지상 대비 약 0.5%인  $0.05 \text{ m/s}^2$ 로 가정하고 액체 연료를 단일 추진제로 주로 사용되는<sup>(13)</sup> 하이드라진(hydrazine)으로 가정하면 이 경우의 본드 수는 약 72.8로 저중력 환경에 해당한다.

위성 기동에 의한 슬로싱 현상을 모사하기 위하여, 원통형 연료탱크에 저중력 환경을 고려한 등가 기계 모델을 수립하였으며, Fig. 2에 나타난 바와 같이 spring-damper와 translational joint를 이용하여 해석 모델을 구축하였다.

이 해석에 사용된 전개형 SAR 안테나는 총 36개 반사판으로 구성되어 있으며 변위 측정을 위해, 각 반사판 당 12개의 측정점(measuring point)을 Fig. 3와 같이 지정하였다.



### 3.2 안테나 패널 진동 분석

#### (1) E.M.M. 파라미터 및 토크 프로파일

위성 연료탱크 내부 유체의 높이를 0.5 m, 0.4 m, 0.3 m로 가정하면, 등가 기계 모델의 파라미터들은 Table 1과 같다. 각 경우에 대하여, 모두 1%의 감쇠비를 적용하였다.

위성의 자세 변화 기동 시 일반적으로 가정되는 토크 입력은 bang-bang 토크 입력이다. 하지만 bang-bang 토크 입력(step input)과 같은 갑작스러운 토크 변화는 현실적으로 구현하기 어렵고 시스템에 무리가 갈 수 있기

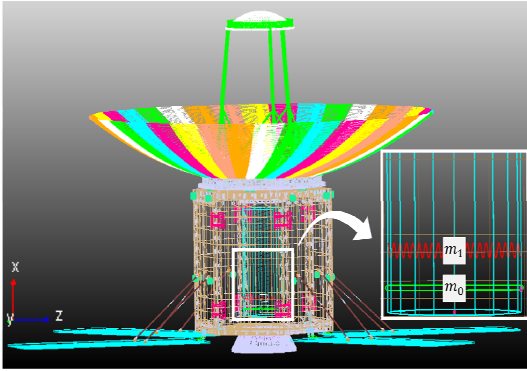


Fig. 2 SAR satellite model with E.M.M

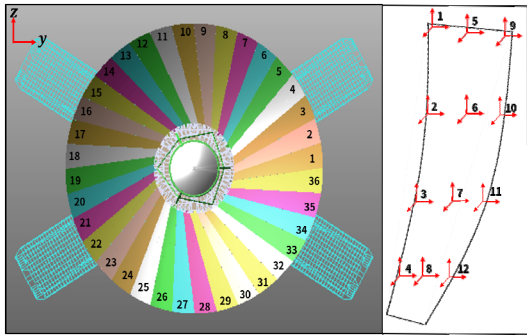


Fig. 3 SAR antenna panels

에 사인 함수나 다항식을 이용한 평탄화된(smoothed) 토크 입력 방식이 제안되었다<sup>(14)</sup>. 다항식을 이용한 평탄화된 토크( $T$ ) 입력은 식 (5)와 같다.

Fig. 4는  $\Delta t = 1s$ 를 갖는 15초 간의 평탄화된  $y$ 방향 토크 입력을 나타낸 것이다.

#### (2) 안테나 반사판 진동 분석 결과

Fig. 4에 해당하는 토크 입력에 대하여, Figs. 5~7은 위성의 자세 변화 기동 이후 연료탱크 내부의 유체 높이에 따른 1번 반사판의 1번 측정점의  $x$ 변위를 나타낸 그래프이며, Table 2는 Figs. 5~7에서 슬로싱을 고려한 경우의 최대 변위를 나타낸 표다.

Figs. 5~7과 Table 2에서  $h = 0.3$  m일 때 슬로싱에 의한 반사판 진동이 가장 큰 것(worst case)을 확인할 수 있다.

Worst case인  $h = 0.3$  m인 경우에, Fig. 8과 같이 상대적으로 더 긴 자세 변화 시간을 갖는  $\Delta t = 1s$ , 20초 간의 토크 입력을 가했을 때의 결과는 Fig. 9와 같다.

입력 주파수의 성분이 슬로싱의 1차 모드 주파수 ( $\omega_1$ )와 유사할 때 SAR 안테나 반사판의 진동 수준이 크게 증가할 수 있다. 일반적인 슬로싱의 1차 모드 형상은 Fig. 10과 같다<sup>(9)</sup>.

Table 1 E.M.M. parameters

E.M.M. parameters	Liquid height(filling ratio)		
	0.5 m(36%)	0.4 m(29%)	0.3 m(21%)
$m_1$	35.60 kg	35.23 kg	34.00 kg
$k_1$	11.15 N/m	10.92 N/m	10.17 N/m
$h_1$	0.297 m	0.274 m	0.237 m
$m_0$	108.60 kg	80.13 kg	52.52 kg
$h_0$	0.235 m	0.167 m	0.094 m
$\omega_1$	0.560 rad/s	0.557 rad/s	0.547 rad/s

$$T = \begin{cases} \left( \frac{t}{\Delta t} \right)^2 \left[ 3 - 2 \left( \frac{t}{\Delta t} \right) \right] T_{\max} & \dots \text{ for } 0 \leq t \leq \Delta t & (5.a) \\ T_{\max} & \dots \text{ for } \Delta t \leq t \leq t_f/2 - \Delta t \equiv t_1 & (5.b) \\ \left( 1 - 2 \left\{ \left( \frac{t-t_1}{2\Delta t} \right)^2 \left[ 3 - 2 \left( \frac{t-t_1}{2\Delta t} \right) \right] \right\} \right) T_{\max} & \dots \text{ for } t_1 \leq t \leq t_f/2 + \Delta t \equiv t_2 & (5.c) \\ -T_{\max} & \dots \text{ for } t_2 \leq t \leq t_f - \Delta t \equiv t_3 & (5.d) \\ \left( -1 + \left\{ \left( \frac{t-t_3}{\Delta t} \right)^2 \left[ 3 - 2 \left( \frac{t-t_3}{\Delta t} \right) \right] \right\} \right) T_{\max} & \dots \text{ for } t_3 \leq t \leq t_f & (5.e) \end{cases}$$

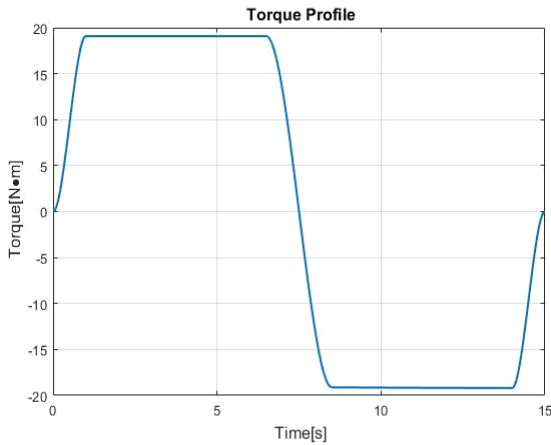
이러한 슬로싱 모드 형상은 용기 형상에 따라 전반적인 형상이 결정되고, 중력가속도와 유체 특성에 의해 용기와의 접촉부 형상이 달라진다.

Worst case인  $h = 0.3$  m에 대해, Fig. 11과 같이 슬로싱의 1차 모드 주파수에 해당하는 주기(11.4s)를 갖는 smoothed 토크 입력을 가했을 때의 결과는 Fig. 12와 같다.

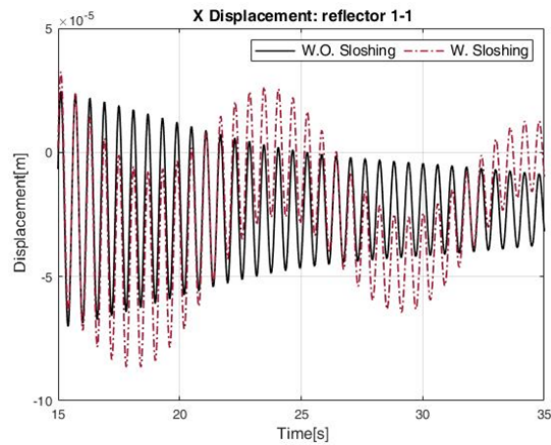
Fig. 12의 결과로 보아 다른 토크 입력보다 입력 토

**Table 2** Max. displacement of SAR antenna reflector

-	Liquid height(filling ratio)		
	0.5 m(36 %)	0.4 m(29 %)	0.3 m(21 %)
Max. displacement[mm]	$8.63 \times 10^{-2}$	$9.03 \times 10^{-2}$	$9.96 \times 10^{-2}$



**Fig. 4** Smoothed torque profile: 15 s

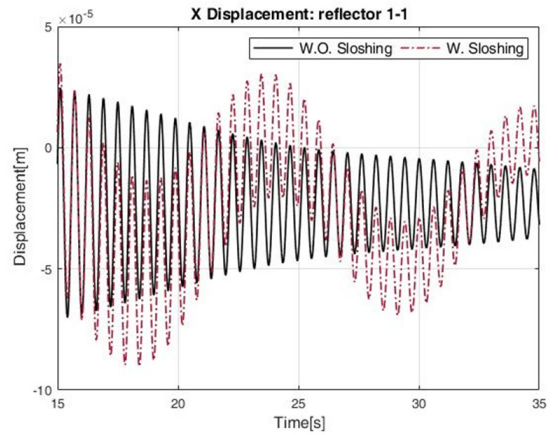


**Fig. 5** Vibration of SAR antenna reflector (15 s,  $h = 0.5$  m)

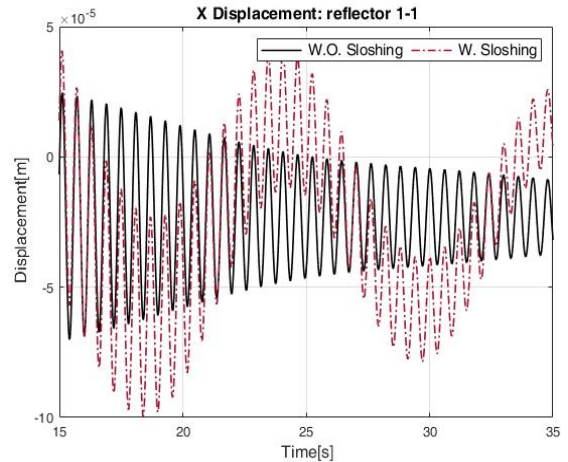
크의 주파수 성분이 슬로싱의 1차 모드 주파수( $\omega_1$ )와 유사한 경우, SAR 안테나 반사판의 진동에 큰 영향을 주는 것을 확인할 수 있다.

SAR 안테나 반사판 모드와 슬로싱 모드 간의 공진이 발생하면 반사판의 진동이 더 증가할 수 있다. 이를 확인하기 위해, Fig. 12( $h = 0.3$  m)의 반사판 변위 결과를 주파수 영역에서 분석하였다.

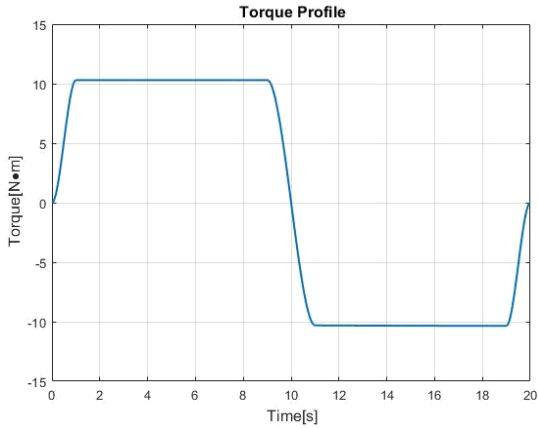
Fig. 13에서 0.06 Hz와 1.67 Hz 부근에서 높은 값을 나타내는데, 상대적으로 저주파인 0.06 Hz 부근의 값이 위성체를 포함한 등가 기계 모델의 슬로싱 1차 모드에 의한 값임을 확인할 수 있고, 1.67 Hz 부근의 값이 SAR 안테나 반사판의 모드 주파수에 의한 값임을 확인할 수 있다. 이 경우, 슬로싱의 1차 모드에 의해 발생하는 SAR 안테나 변위의 주파수 값은 Table 1에



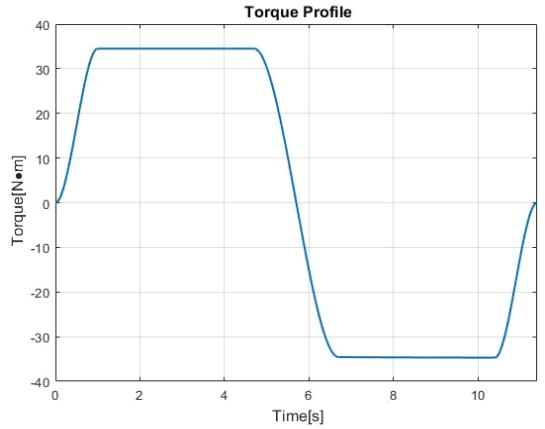
**Fig. 6** Vibration of SAR antenna reflector (15 s,  $h = 0.4$  m)



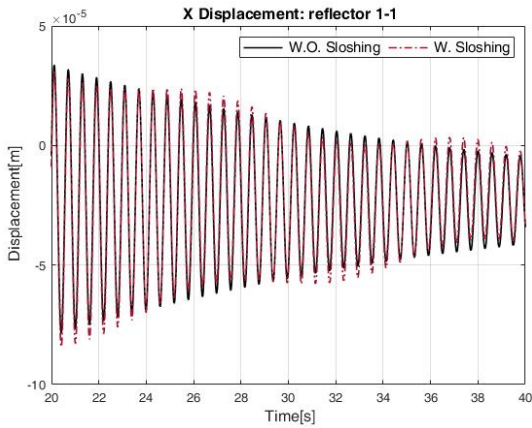
**Fig. 7** Vibration of SAR antenna reflector (15 s,  $h = 0.3$  m)



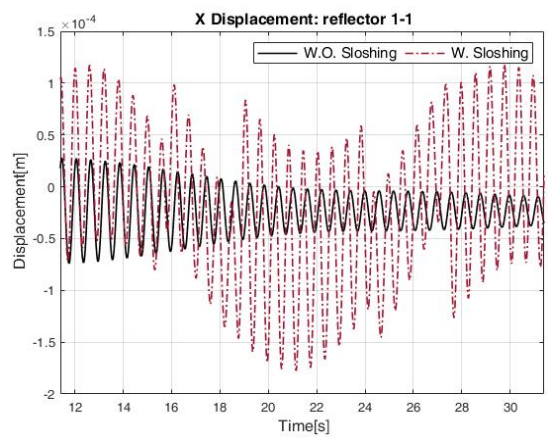
**Fig. 8** Smoothed torque profile: 20 s



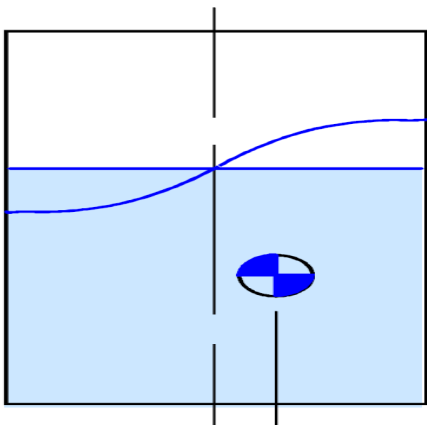
**Fig. 11** Smoothed torque profile: 11.4 s



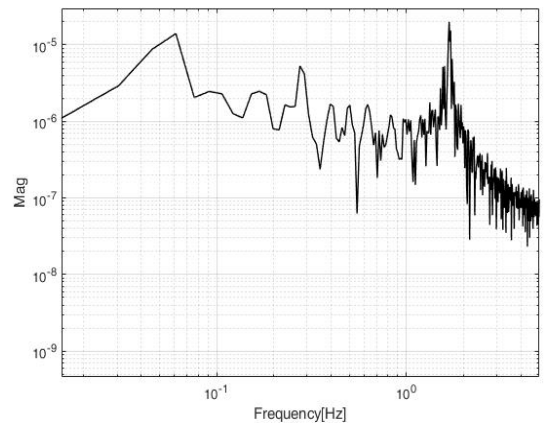
**Fig. 9** Vibration of SAR antenna reflector (20 s,  $h = 0.3$  m)



**Fig. 12** Vibration of SAR antenna reflector (11.4 s,  $h = 0.3$  m)



**Fig. 10** Sloshing fundamental mode shape



**Fig. 13** Frequency analysis result (11.4 s,  $h = 0.3$  m)

정리된 슬로싱 모드 주파수보다 낮은데, 이는 E.M.M.이 유한한 질량을 갖는 위성과 결합된 계로 안테나에 작용하기 때문이다.

반사판 변위의 주파수 성분 분석을 통하여,  $h = 0.3$  m 인 경우에 SAR 안테나 반사판 모드와 슬로싱 모드 간의 공진이 발생하지 않는 것을 확인할 수 있었다. 용기 내부의 연료 충전율이 변하더라도 식(1)로 유도되는 슬로싱의 1차 모드 주파수의 최대값은 0.09 Hz 기 때문에, 이 연구에서 고려한 SAR 안테나 탑재 위성체에서 SAR 안테나 반사판 모드와 슬로싱 모드 간의 공진 발생 가능성이 없음을 확인하였다.

이 연구에서는 위성의 갑작스런 자세 변화 등 슬로싱에 의한 영향이 심각할 수 있는 상황을 가정하였기 때문에 일반적인 위성 운용과정에서 발생하는 유체 슬로싱에 의한 영향은 이 연구에서 제시한 수준보다 훨씬 낮을 수 있다.

#### 4. 결 론

이 연구에서는 슬로싱을 등가 기계 모델을 이용하여 표현하고 전개형 SAR 안테나 탑재 위성체의 기동 해석을 수행함으로써 슬로싱이 전개형 SAR 안테나 반사판의 진동에 미치는 영향을 확인하였다. 주어진 조건에서, 연료 충전율이 낮고 기동 시간이 줄어들수록 슬로싱 효과가 다소 증가하였으며, 특히, 토크 입력이 슬로싱의 모드를 가진할 때 슬로싱 효과가 크게 증가하는 것을 확인하였다. 추가로, SAR 안테나 반사판 모드와 슬로싱 모드 간의 공진 가능성을 확인하였다.

#### 후 기

이 연구는 ‘위성용 경량화 SAR 안테나 기술 개발’ 사업의 일환으로 방위사업청과 국방과학연구소의 지원(G06180006)으로 수행되었습니다.

#### References

(1) Bauer, H. F., 1964, Fluid Oscillations in the Containers of a Space Vehicle and Their Influence on Stability, NASA, TR R-187.  
 (2) Panigrahy, P. K., Saha, U. K. and Maity, D., 2009, Experimental Studies on Sloshing Behavior due to

Horizontal Movement of Liquids in Baffled Tanks, Ocean Engineering, Vol. 36, No. 3-4, pp. 213~222.

(3) Koo, J. H., Cho J. R., Kim D. J. and Jeong, W. B., 2009, Sloshing Reduction Characteristics to Baffle for Cylindrical Liquefied Fuel Tank subject to Dynamic Load, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 19, No. 9, pp. 950~959.

(4) Godderidge, B., Turnock, S., Tan, M. and Earl, C., 2009, An Investigation of Multiphase CFD Modelling of a Lateral Sloshing Tank, Computers & Fluids, Vol. 38, No. 2, pp. 183~193.

(5) Yang, H. and Peugeot, J., 2010, Propellant Sloshing Parameter Extraction from CFD Analysis, Proceedings of the 46th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, p. 6889.

(6) Abramson, H. N., Chu, W.-H. and Ransleben Jr., G. E., 1961, Representation of Fuel Sloshing in Cylindrical Tanks by an Equivalent Mechanical Model, ARS Journal, Vol. 31, No. 12, pp. 1697~1705.

(7) Shen, Y., Zheng, W. and Wang, X., 2007, Dynamic and Vibration Analysis of a SAR Membrane Antenna, Proceedings of the ASME 2007 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, pp. 17~24.

(8) Kim, D. Y., Suh, J. E., Jung H. Y., Kang K. H. and Han, J. H., 2018, Flexible Structural Analysis of the Antenna Reflector of the Satellite, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, p. 248.

(9) Dodge, F. T., 2000, The New Dynamic Behavior of Liquids in Moving Containers, Southwest Research Institute, San Antonio, TX.

(10) Stephens, D. G., Leonard, H. W. and Perry, T. W., 1962, Investigation of the Damping of Liquids in Right-circular Cylindrical Tanks, NASA TN D-1367.

(11) Dodge, F. T. and Garza, L. R., 1967, Experimental and Theoretical Studies of Liquid Sloshing at Simulated Low Gravity. Journal of Applied Mechanics, Vol. 34, No. 3, pp. 555~562.

(12) Satterlee, H. M. and Reynolds, W. C., 1964, Dynamics of the Free Liquid Surface in Cylindrical Containers under Strong Capillary and Weak Gravity Conditions, Stanford University, Dept. Mech. Eng., Tech. Rept. LG2.

(13) Valentini R., 1997, Hydrazine Thrusters for

Space Applications, ESA Attitude and Orbit Control Systems, ESA-SP-128, p. 435.

(14) Byers, R. M., Vadali, S. R. and Junkins, J. L., 1990, Near-minimum Time, Closed-loop Slewing of Flexible Spacecraft. *Journal of Guidance, Control, and Dynamics*, Vol. 13, No. 1, pp. 57~65.



**Ba-Woul Chung** received B.S. degree in mechanical and control engineering from Handong Global Univ. in 2019. He is currently a M.S. candidate in aerospace engineering department at KAIST. His research interests include vibration analysis for satellites and space structures.



**Tae-Hyun Kim** received B.S. degree in mechanical engineering from Korea Aerospace Univ. in 2018. He is currently a M.S. candidate in aerospace engineering department at KAIST. His research interests include structural

dynamics and deployable structures.



**Jong-Eun Suh** received B.S. degree in mechanical engineering from KAIST in 2015. He received M.S. degree in aerospace engineering at KAIST. He is currently a Ph.D. candidate in aerospace engineering at KAIST. His research

interests include structural dynamics and deployable structures.



**Jae-Hung Han** received B.S., M.S. and Ph.D. degree from KAIST in 1991, 1993 and 1998. He is currently a professor and head of aerospace engineering department at KAIST. His research interest includes deployable structure, smart

materials, structural dynamics and control.

# 공기청정기의 구조기인소음 저감

## Reduction of Structure-born Noise in an Air Purifier

이 부 영\* · 류 석 원\* · 정 진 태†

Booyeong Lee\*, Seokwon Ryu\* and Jintai Chung†

(Received December 13, 2019 ; Revised January 10, 2020 ; Accepted January 17, 2020)

**Key Words :** Air Purifier(공기청정기), Structure-born Noise(구조기인소음), Blade Passing Frequency(날개 통과 주파수), Modal Testing(모드 실험)

### ABSTRACT

In this study, we identified structure-born noise in a household air purifier and presented a method for reducing such noise. After noise signals from the air purifier were measured using a microphone, a frequency analysis was conducted to find the source of the noise. To identify the location where the structure-born noise originated, the vibration signals of the scroll were measured, and the frequency components of the measured signals were compared with the noise frequency components. The experimental results confirmed that a forced vibration occurs in the scroll of an air purifier owing to a pressure change caused by the impeller rotation, and this vibration induces the structure-born noise. In addition, modal testing showed that the structure-born noise is amplified when the natural frequency of the scroll radiating the noise coincides with the blade passing frequency. Finally, to reduce the structure-born noise, a damping material was attached to the scroll, and it was then experimentally confirmed that the overall sound pressure level was reduced by 1.2 dBA.

### 기 호 설 명

- $f_F$  : 날개 통과 주파수(Hz)
- $n$  : 임의 양의 정수
- $N$  : 임펠러 날개 개수
- $X$  : 임펠러의 회전속도(Hz)

### 1. 서 론

최근 동아시아에서 대기중 인체에 유해한 미세먼지의 농도가 점점 짙어지면서 가정용 공기청정기에 대한 수요가 증가하고 있다. 가정용 공기청정기는 주거공간의 공기에 포함되어 있는 오염 물질을 정화하

여 깨끗한 공기로 바꾸는 장치이다. 소비자는 주거공간에서 하루 24시간 작동되는 공기청정기의 소음에 항상 노출되어 있으므로 소음의 크기는 구매에 있어서 매우 중요한 요소이다. 특히, 주변소음이 작은 밤에 공기청정기의 소음의 중요성은 더욱 부각된다. 따라서 제작업체들은 공기청정기의 소음을 저감하기 위해 많은 노력을 기울이고 있다.

공기청정기 대한 이전 연구는 많지 않으나 공기청정기의 부품 중 하나인 원심팬에 대한 연구는 다수가 있다. 이들 연구 중에서 원심팬의 소음 저감에 중점을 둔 연구들은 다음과 같다. Lee et al.<sup>(1)</sup>와 Kim et al.<sup>(2)</sup>은 유동 시뮬레이션을 통해 차량용 발전기 모터의 임펠러 소음에 영향을 미치는 주요 인자를 분석하고, 이 결과를

† Corresponding Author ; Member, Hanyang University, Professor  
E-mail : jchung@hanyang.ac.kr  
\* Hanyang University, Student

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

바탕으로 저소음 쉐 설계례를 제시하였다. Velarde-Suárez et al.은 원심쉐의 소음을 저감하기 위해 스크롤 구조를 변경하고 실험을 통해 저감 효과를 검증하였다<sup>(3)</sup>. Cai et al.<sup>(4)</sup>과 Darvish et al.<sup>(5)</sup>은 유동 시뮬레이션을 이용하여 원심쉐에서 발생하는 톤소음을 저감할 수 있는 설계 방안을 제시하였다. 그들은 공기역학적 성능이 저하되지 않으면서 톤소음 및 광대역소음을 감소시키는 메탈 폼 설계례를 제안하였다. Shin et al.은 해석적인 방법을 통해서 냉장고의 원심쉐에서 소음을 증가시키는 와류의 존재를 확인하고, 이 와류를 억제할 수 있는 설계안을 제시하였다<sup>(6)</sup>. Kim et al.은 공기청정기의 주요 소음원을 규명하고 최적설계이론을 통해 소음을 최소화하는 시로코펜 형상을 제시하였다<sup>(7)</sup>.

원심쉐에서 발생하는 소음을 예측하기 위한 연구 또한 꾸준히 이어져왔다. Khelladi et al.는 Ffowcs Williams-Hawkings (FW-H) 방정식을 기반으로 한 음향모델을 이용하여 고속 원심쉐의 모노폴과 다이폴 톤소음을 예측하고 그 특성을 조사하였다<sup>(8)</sup>. Jian et al.<sup>(9)</sup>과 Liu et al.<sup>(10)</sup>은 FW-H 및 Lowson방정식 또는 보텍스 이론을 이용하여 임펠러 및 스크롤(scroll)의 표면에 있는 다이폴 소스가 주요 음향 소음 발생원임을 밝히고 다이폴 소음예측 모델을 개발하였다. 한편, 몇몇 연구자들은 원심쉐 소음의 특성 및 발생 메커니즘을 규명하기 위한 노력해왔다. Wolfman과 Carolus은 쉐에서 발생하는 톤소음과 그 배수성분의 발생 메커니즘을 밝히기 위한 실험 및 수치적 연구를 수행하였다<sup>(11)</sup>. Velarde-Suárez et al.은 원심쉐과 스크롤 내부의 유동장 특성을 실험적으로 분석하고, 이를 통해 유동기인소음 발생 메커니즘을 규명하였다<sup>(12)</sup>.

저자가 기존 문헌을 면밀히 조사한 바로는, 공기청정기의 소음 저감에 관한 연구는 Kim et al.<sup>(7)</sup>의 논문만 찾을 수 있었고, 이 연구는 유동기인소음 저감에 초점을 맞추고 있다. 소비자가 공기청정기를 구매하는데 있어서 유량성능은 소음크기 만큼이나 중요한 사항이다. 따라서, 공기청정기를 설계하는 관점에서 유량을 유지하면서도 소음을 저감하는 것은 필수적이다. 그러나 일반적으로 유동기인소음은 유체역학 관점에서 유량성능과 상충관계를 가지고 있기 때문에, 유량유지와 소음저감 두가지 모두 만족하는 것은 매우 어려운 일이다.

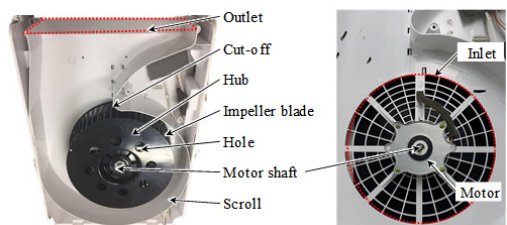
이에 따라, 이 연구의 목적은 공기청정기에서 유량 성능에 영향을 미치지 않는 구조기인소음을 규명하고

이를 저감하는 것이다. 이를 위해 다음과 같은 연구를 수행하였다. 공기청정기의 소음을 측정하고 주파수 분석을 수행하여 주요 소음원을 파악하였다. 구조기인소음 발생 위치를 규명하기 위해 스크롤의 진동을 측정하고, 이를 통해 획득한 진동 주파수 성분은 소음의 주파수 성분과 비교 분석하였다. 또한, 모드실험을 통해 규명된 구조기인소음 발생 위치의 구조물에 모드형상과 고유진동수를 획득하였다. 마지막으로 구조기인소음을 방사하는 위치에 제진재를 부착하고 소음을 측정하여 소음저감 효과를 확인하였다.

## 2. 소음 측정 및 분석

이 논문의 공기청정기는 Fig. 1에 나타난 것과 같이 유입구, 모터, 임펠러, 스크롤, 배출구로 구성되어 있다. 이 그림에는 도시되어 있지는 않지만 필터는 스크롤 외부에 장착되어 입구로 들어오는 공기를 정화시킨다. 입구로 들어온 공기는 임펠러와 스크롤을 차례로 거쳐 상단에 위치한 배출구로 토출된다. 사용된 임펠러는 55개의 전향형 블레이드와 허브로 구성되어 있으며, 이 허브에는 회전관성을 줄이기 위한 목적으로 8개의 구멍이 뚫려 있다(Fig. 1(a)). 임펠러 허브의 중심이 모터 샤프트에 볼트로 직접적으로 연결되어 임펠러의 회전속도는 모터와 동일하다. 사용된 모터의 타입은 BLDC로 Fig. 1(b)에서 보듯이 공기 유입부에 위치한 방사형 구조의 중심에 고정되어 시계 방향으로 회전한다. 임펠러의 회전속도는 모터에 인가되는 전압을 변경하여 제어하며, 이 연구의 임펠러의 작동 회전속도는 600 r/min이다.

공기청정기의 소음을 평가하기 위해 반무향실에서 소음을 측정하였다. 공기청정기의 밀면을 제외한 전, 후, 상, 좌, 우측 다섯 면의 중앙으로부터 1 m 떨어진 위치에 마이크로폰(PCB 378B02)을 위치시켜 음압을



(a) An impeller, scroll (b) A motor

Fig. 1 The inside of air purifier

측정하였다. 공기청정기 상단에서 배출되는 바람에 의한 과도한 압력을 줄이기 위해 마이크로폰에 윈드스크린을 장착하였다. 측정된 음압에 대한 주파수분석을 스펙트럼분석기(B&K3050-B-060)를 이용하여 수행하였다. 시간영역 데이터는 1 Hz간격으로 6400 Hz까지 주파수 영역 데이터로 변환되었다. 주파수변환 데이터는 음압의 로컬 특성을 최소화하기 위해 10초 동안 측정된 음압으로부터 1초간격으로 선형 평균되었다. 또한, 사람의 청각 반응과 가장 유사한 A가중치가 주파수 변환데이터에 적용되었다.

임펠러가 600 r/min으로 작동할 때, 전·후·상·좌·우측에서 측정된 전대역 소음레벨과 이 측정 위치들에 대한 평균 전대역 소음레벨을 Table 1에 나타냈다. 이 테이블에서 보듯이 평균 전대역 소음레벨은 600 r/min회전속도에서 50.2 dBA이다. 소음은 배출구가 위치한 상단에서 가장 크고 좌측에서 가장 작았으며, 상단에서 측정된 소음이 좌측면에서 측정된 것보다 6.5 dBA만큼 컸다. 이러한 결과를 바탕으로 이후 수행될 소음 주파수 분석에는 상단에서 측정된 소음신호를 이용하였다.

공기청정기에서 발생하는 소음의 원인을 규명하기 위하여 600 r/min에서 측정된 상단 소음신호에 대해 주파수 분석을 수행하였다. Fig. 2에 도시된 소음 주파수 스펙트럼에서 볼 수 있듯이 550 Hz에서 피크가 관찰되었으며 이 피크의 음압 레벨은 41.7 dBA이다. 이 피크에 해당하는 550 Hz는 임펠러의 회전주파수,  $X$ 의 55배에 해당하는 소음 성분이다. 이러한 피크형태의 소음성분은 임펠러의 회전에 의해 발생할 수 있다.

임펠러 회전에 의해 유발되는 피크성분의 소음은 임펠러 날개가 공간상의 고정된 어느 한 점을 주기적으로 통과하면서 발생하는 공기의 압력변화로부터 기인한다. 이러한 압력으로 인해 날개에 힘이 작용하고 이 힘은 주기적으로 변한다. 즉, 날개가 주변 공기에 주기적인 힘을 가하기 때문에 유동기인소음이 발생된다. 또한, 이 주기적인 힘은 임펠러 주변 구조물에 진동을 유발시키고 이로 인해 구조기인소음이 발생한다. 이 때 발생하는 소음은 맥동의 주파수 성분을 갖는데,  $f_B$ 로 표기된 이 주파수 성분을 날개통과 주파수

(blade passing frequency, BPF)라고 부른다. 이 주파수의 수식은 다음과 같다.

$$f_B = nNX \tag{1}$$

여기서  $X$ 는 임펠러의 회전주파수,  $N$ 은 블레이드 개수,  $n$ 은 임의 양의 정수이다. 이 연구에서 사용된 임펠러 블레이드 개수는 55개이고 임펠러의 회전속도 600 r/min이다. 따라서 식 (1)의  $X$ 와  $N$ 은 각각 10 Hz와 55로 주어진다. 식 (1)으로부터 기본 BPF는 550 Hz로 계산되는데, 이 주파수에 해당하는 피크가 Fig. 2에서 550 Hz로 관찰된다. 따라서, Fig. 2의 주파수 스펙트럼에서 550 Hz의 톤 소음(tonal noise)은 임펠러 날개의 회전에 의해 발생한다.

회전속도에 따른 소음원의 기여도를 파악하기 위해 200 r/min ~ 640 r/min범위 안에서 20 r/min간격으로 수집된 주파수 스펙트라(spectra)의 워터폴 플롯(waterfall plot)을 이용하여 주파수 분석을 수행하였다. 주파수 스펙트라의 워터폴 플롯을 Fig. 3에 도시하였는데, 이 그림에서 볼 수 있듯이 빨간선으로 표

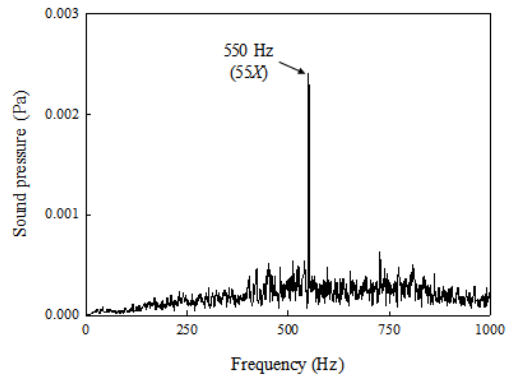


Fig. 2 Frequency spectrum of the noise measured at 600 r/min

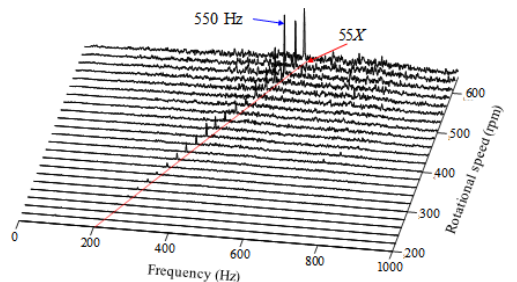


Fig. 3 Waterfall plot for the frequency spectra of the noise

Table 1 Overall sound pressure levels (OASPL) at each measurement surface at 600 r/min

OASPL at measurement surface (dBA)					Average (dBA)
Top	Front	Rear	Left	Right	
53.4	50.0	48.5	46.9	49.5	50.2



시된 임펠러의 기본 BPF 소음성분이 모든 속도에서 지배적으로 나타난다. 또한, 이 연구의 공기청정기의 최대 속도인 600 r/min에서 550 Hz의 BPF 소음성분이 증폭되는 현상을 볼 수 있다. 이러한 현상은 임펠러 회전에 의한 가진 주파수 성분이 구조물의 고유진동수와 일치할 경우 발생할 수 있다.

### 3. 구조기인소음 발생 위치 규명

임펠러 회전속도가 600 r/min일 때 발생하는 구조기인소음의 발생위치를 실험적으로 규명하기 위해 공기청정기의 진동 신호를 측정하였다. 공기청정기의 여러 구조물 중에서 스크롤의 진동을 측정하였다. 스크롤의 진동을 측정한 이유는 임펠러 날개와 컷오프 사이에 큰 압력 변동이 스크롤에 진동을 유발하고, 이로 인해 스크롤에서 구조기인소음이 방사될 수 있기 때문이다<sup>(3)</sup>. 스크롤의 진동을 측정하기 위해 Fig. 4과 같이 스크롤 너비의 중간 선상을 따라서 총 3개의 가속도계(B&K4393)를 면에 수직한 방향으로 부착하였다. 이 그림에서 각 측정위치를 P1부터 P3까지의 심볼로 표시하였다.

Fig. 5는 P1, P2, P3에서 측정한 진동신호에 대한 워터폴 플롯을 나타낸다. 진동과 소음의 상관관계를 분석하기 위해 진동 워터폴 플롯의 회전속도 및 주파수 범위는 소음 워터폴 플롯(Fig. 3)과 동일하게 하였다. 또한, Fig. 5에서 진동 BPF성분은 빨간선 상에 나타났으며, 구조물의 공진에 의한 주파수 성분은 파란 선상에 나타냈다. P1, P2, P3에서의 주파수 분석 결과

는 다음과 같다. P1에서는 550 Hz와 605 Hz의 공진 주파수 성분이 관찰되며, 550 Hz의 진동 피크 성분은 BPF의 가진주파수 성분과 만나는 지점에서 증폭되었다(Fig. 5(a)). 이러한 550 Hz의 BPF성분이 증폭되는 현상은 소음 워터폴 플롯(Fig. 3)에서도 동일하게 나타난다. 한편, P2에서는 300 Hz와 885 Hz의 공진주파수 성분이 관찰되며(Fig. 5(b)), P3에서는 130 Hz의 공진 주파수 성분이 관찰된다(Fig. 5(c)). 그러나, 이 두 측정위치는 P1과는 다르게 BPF성분과 공진성분이 만나 진동이 증폭되는 현상이 관찰되지 않는다. 이러한 진동주파수 분석결과로부터, P1 근방의 스크롤에서 구조기인소음이 방사되며, 이 위치에서의 구조공진에 의해 소음이 증폭될 수 있음을 알 수 있다.

P1 근방의 스크롤 위치에서의 소음 증폭 메커니즘을 분석하기 위해 임팩트해머(B&K8104)를 사용하여 모드실험을 수행하였다. Fig. 6(a)에 타격 위치를 도시

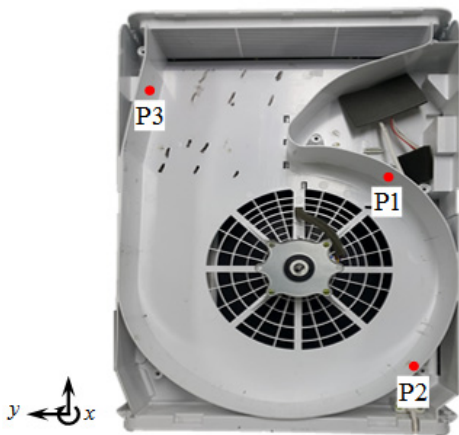


Fig. 4 Vibration measurement positions along the middle width of the scroll

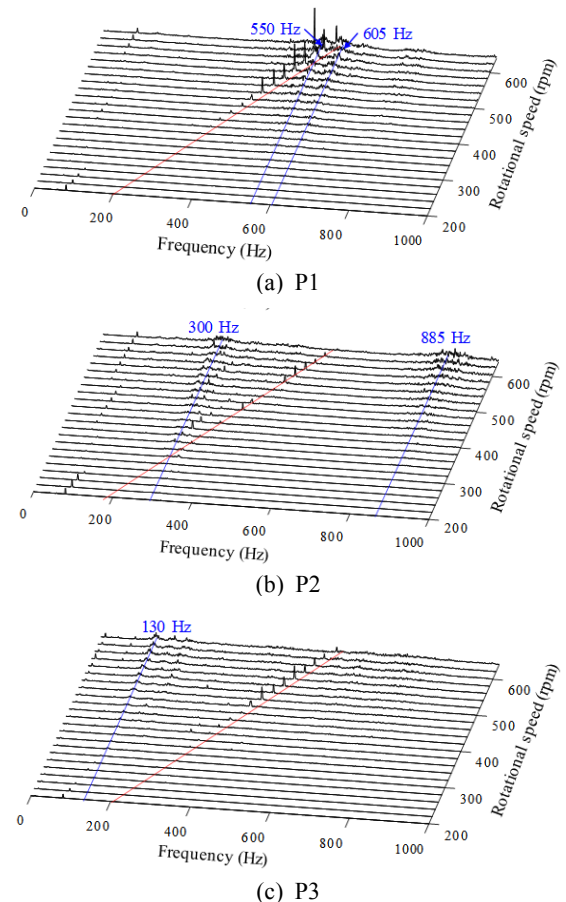
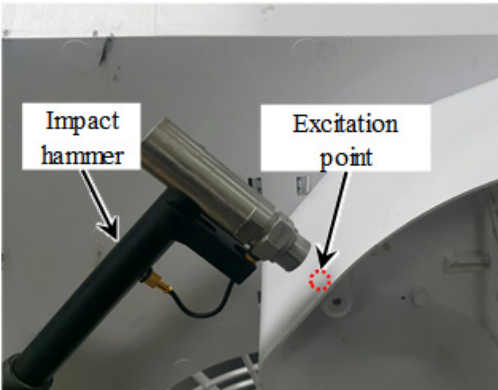


Fig. 5 Waterfall plots for the frequency spectra of the vibration measured

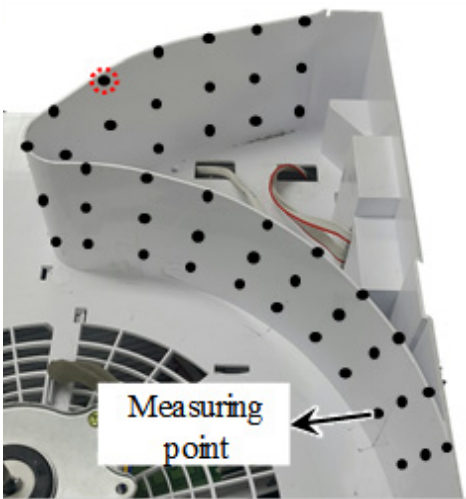
하였다. Fig. 6(b)에서 보듯이 P1 근방의 스크롤에 48개의 가속도계를 부착하고 임팩트 햄머의 충격에 의한 진동응답을 측정하였다. 고유진동수와 고유모드를 추출하기 위한 충격신호와 진동신호의 주파수응답함수는 주파수분석기를 통해 분석되었다. Fig. 7에 주파수응답함수를 통해 획득한 네 개의 고유모드와 각 모드에 해당하는 고유진동수를 도시하였다. 이 그림에서 볼 수 있듯이 네 개의 고유모드에 대한 고유진동수는 137 Hz, 311 Hz, 455 Hz, 550 Hz이다. 이들 고유진동수 중에서 550 Hz에 대응하는 주파수가 Fig. 5(a)에서 관찰되며, 나머지 고유진동수는 나타나지 않는다. 따라서, 600 r/min의 회전속도에서 550 Hz의 BPF 소음이 증폭되는 이유는 임펠러 회전에 의한 가진 주파수 성분과 스크롤의 고유진동수가 일치하여 발생했음을 알 수 있다.

#### 4. 구조기인소음 저감

스크롤에서 방사되는 구조기인소음을 저감하기 위해 스크롤에 제진재를 부착하고 진동과 소음을 동시에 측정하였다. Fig. 8과 같이 구조기인소음을 유발하는 스크롤에 제진재를 부착하였으며, 사용된 제

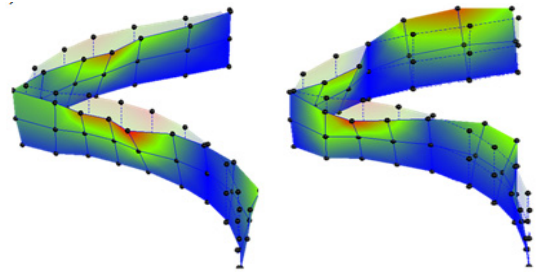


(a) Excitation position



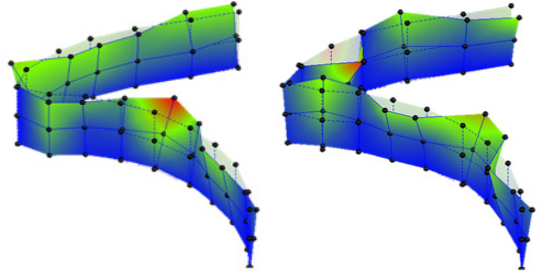
(b) Measurement points

Fig. 6 Modal testing of the air purifier



(a) First mode, 137 Hz

(b) Second mode, 311 Hz



(c) Third mode, 455 Hz

(d) Fourth mode, 550 Hz

Fig. 7 Mode shapes of the scroll

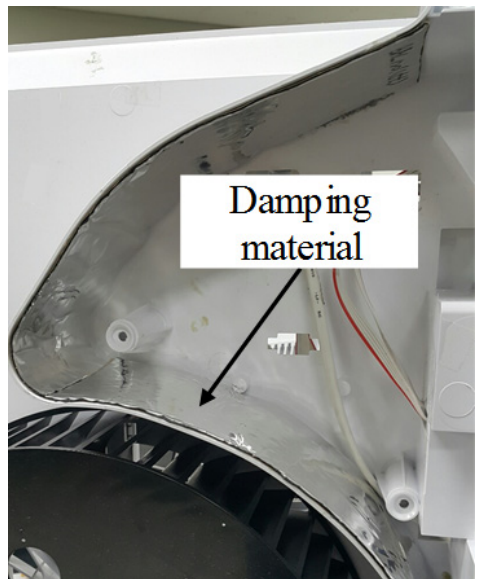
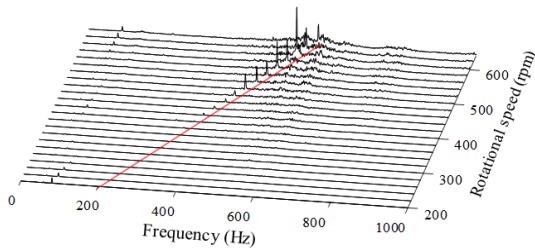


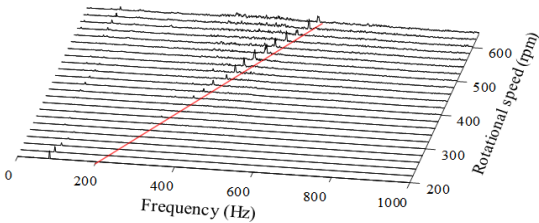
Fig. 8 The damping material attached to scroll

진재(NYCO BAL)의 손실계수와 두께는 각각 0.5와 1.5 mm였다. 소음은 공기청정기의 상단에서 측정하였으며, 진동은 P1에서 평가하였다.

Fig. 9는 제진재를 부착한 전과 후의 P1에서 측정 한 진동의 워터폴 플롯이다. 두 워터폴 플롯의 비교를 용이하게 하기 위해 동일한 스케일로 부착 전의 워터폴 플롯(Fig. 5(a))을 Fig. 9(a)에 다시 도시하였

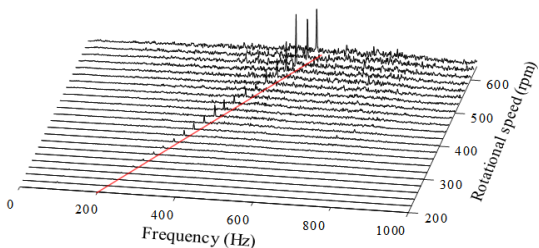


(a) before the attachment of the damping material

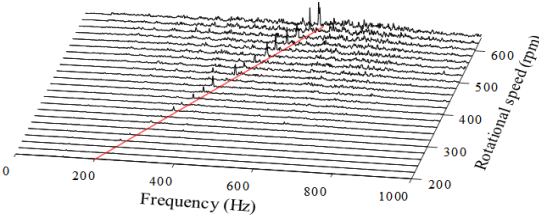


(b) after the attachment of the damping material

**Fig. 9** Waterfall plots for the frequency spectra of the vibration measured



(a) before the attachment of the damping material



(b) after the attachment of the damping material

**Fig. 10** Waterfall plots for the frequency spectra of the noise measured

다. 부착 후의 진동신호(Fig. 9(b))를 부착 전의 진동 신호(Fig. 9(a))와 비교해보면, 1차 BPF성분이 모든 회전속도 영역에서 현저하게 줄어들고 550 Hz에서의 구조물의 공진에 의한 피크성분이 사라짐을 알 수 있다. Fig. 9(a)에서 550 Hz 외의 Fig. 7에서 관찰된 저차 고유진동수는 나타나지 않는데 그 이유는 회전속도가 증가함에 따라 웬과 스크롤 사이의 음압이 커지므로 스크롤에 가해지는 가진력이 커지는데, 나머지 저차 고유진동수의 경우에는 이 가진력의 크기가 충분하지 않아 나타나지 않는 것으로 추정된다.

다음으로, 제진재 부착 전(Fig. 10(a))과 후의 소음의 워터폴 플롯(Fig. 10(b))을 비교하였다. 제진재를 부착하였을 때 진동신호와와는 다르게 소음신호는 600 r/min 미만에서는 BPF성분의 크기에 뚜렷한 차이가 나타나지 않았으나, 600 r/min 이상에서는 1차 BPF성분의 크기가 현저하게 줄어들었다. 특히, Fig. 10(b)에서 볼 수 있듯이 600 r/min에서 스크롤의 구조공진에 의해 증폭되었던 BPF성분의 크기가 줄어드는 것을 볼 수 있다. 이러한 비교결과는 약 600 r/min 이상에서는 스크롤의 구조기인소음이 공기청정기의 소음에 영향을 미치며, 이 영역의 구조공진은 소음을 증폭시킬 수 있음을 보여준다.

이와 더불어, 연구대상의 공기청정기 작동속도 600 r/min에서 제진재 부착 후의 전대역 소음레벨을 평가하였다. 이 회전속도에서는 BPF의 피크성분은 Fig. 10(b)에서 보듯이 기존(Fig. 10(a))와 대비하여 음압의 크기가 80%가 감소하였으며, 이때 전대역 소음레벨은 1.2 dB가 감소하였다.

### 5. 결 론

이 연구에서는 공기청정기에서 발생하는 구조기인 소음을 실험적으로 규명하고 이를 저감하는 연구를 수행하였다. 공기청정기의 소음을 측정하여 소음 수준을 파악하고, 회전속도 변화에 따른 소음 주파수 스펙트럼을 분석하였다. 또한, 공기청정기에서 발생하는 구조기인소음의 위치를 규명하기 위해 작동 중 스크롤에서의 진동을 측정하고 주파수 분석을 수행하였다. 구조기인소음 발생 위치에서의 소음 증폭 메커니즘을 파악하기 위해 모드실험을 수행하였다. 마지막으로, 규명된 구조기인소음 방사 위치의 스크롤에 제진재를 부착하고 소음과 진동을 측정하여 공기청정

기에서 발생하는 구조기인소음을 저감할 수 있음을 실험적으로 입증하였다.

이 연구에서 얻은 연구결과는 다음과 같다.

(1) 임펠러 회전에 의한 BPF 소음성분이 모든 회전속도에서 지배적으로 발생하며, 스크롤에서 구조기인소음이 방사되는 것을 파악하였다.

(2) 임펠러 회전에 의한 가진주파수 성분이 컷오프 근처 스크롤의 고유진동수와 일치할 경우 구조기인소음이 증폭됨을 모드실험을 통해 규명하였다.

(3) 구조기인 소음을 저감하기 위해 컷오프 근처의 스크롤에 제진재를 부착하였을 때, BPF 소음의 피크 성분이 저감됨을 확인하고, 600 r/min에서 전대역 소음레벨이 1.2 dBA만큼 저감되는 것을 실험적으로 검증하였다.

## References

(1) Lee, B., Hong, J., Kim, M., Lim, J., Park, K. and Chung, J., 2018, Fan Noise Reduction of a Vehicle BSG Motor, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 28, No. 2, pp. 229~235.

(2) Kim, W., Jeon, W. H., Hur, N., Hyun, J. J., Lim, C. K. and Lee, S. H., 2011, Development of a Low-noise Cooling Fan for an Alternator using Numerical and DOE methods, International Journal of Automotive Technology, Vol. 12, No. 2, pp. 307~314.

(3) Velarde-Suárez, S., Ballesteros-Tajadura, R., Santolaria-Morros, C. and Pereiras-García, B., 2008, Reduction of the Aerodynamic Tonal Noise of a Forward-curved Centrifugal Fan by Modification of the Volute Tongue Geometry, Applied Acoustics, Vol. 69, No. 3, pp. 225~232.

(4) Cai, J., Qi, D., Lu, F. and Wen, X., 2010, Study of Tonal Fan Noise Reduction by Modification of the Volute Cutoff, Acta Acustica United with Acustica, Vol. 96, No. 6, pp. 1115~1124.

(5) Darvish, M., Frank, S. and Paschereit, C. O., 2015, Numerical and Experimental Study on the Tonal Noise Generation of a Radial Fan, Journal of Turbomachinery, Vol. 137, No. 10, doi:10.1115/1.4030498.

(6) Shin, D., Ryu, S. Y., Cheong, C., Kim, T. H. and Jung, J., 2016, Development of High-perform-

ance/low-noise Centrifugal Fan Circulating Cold Air Inside a Household Refrigerator by Reduction of Vortex Flow, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 26, No. 4, pp. 428~435.

(7) Kim, J. S., Jeong, U. C., Kim, D. W., Han, S. Y. and Oh, J. E., 2015, Optimization of Sirocco Fan Blade to Reduce Noise of Air Purifier using a Metamodel and Evolutionary Algorithm, Applied Acoustics, Vol. 89, pp. 254~266.

(8) Khelladi, S., Kouidri, S., Bakir, F. and Rey, R., 2008, Predicting Tonal Noise from a High Rotational Speed Centrifugal Fan, Journal of Sound and Vibration, Vol. 313, No. 1-2, pp. 113~133.

(9) Chen, J., He, Y., Gui, L., Wang, C., Chen, L., and Li, Y., 2018, Aerodynamic Noise Prediction of a Centrifugal Fan Considering the Volute Effect using IBEM, Applied Acoustics, Vol. 132, pp. 182~190.

(10) Liu, Q., Qi, D. and Mao, Y., 2006, Numerical Calculation of Centrifugal Fan Noise, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 220, No. 8, pp. 1167~1177.

(11) Wolfram, D. and Carolus, T. H., 2010, Experimental and Numerical Investigation of the Unsteady Flow Field and Tone Generation in an Isolated Centrifugal Fan Impeller, Journal of Sound and Vibration, Vol. 329, No. 21, pp. 4380~4397.

(12) Velarde-Suárez, S., Ballesteros-Tajadura, R., Santolaria-Morros, C. and González-Pérez, J., 2000, Unsteady Flow Pattern Characteristics Downstream of a Forward-curved Blades Centrifugal Fan, Journal of Fluids Engineering, Vol. 123, No. 2, pp. 265~270.



**Jintai Chung** received his B.S. and M.S. degrees in mechanical engineering from Seoul National University, Seoul, Korea in 1984 and 1986, respectively, and a Ph.D. degree in mechanical engineering from the University of Michigan, Ann Arbor, USA in 1992. He is now a professor in the Department of Mechanical Engineering, Hanyang University, Korea. His research fields are structural dynamics, vibration and noise.

# 2기1축 선박 추진시스템의 빙 충격 토크해석 Ice Impact Torque Analysis for Twin-engine-One-shaft Marine Propulsion system

이 돈출<sup>†</sup> · 송 명 호<sup>\*</sup> · 병 광 다 오<sup>\*\*</sup> · 이 재 응<sup>\*\*\*</sup>  
Donchool Lee<sup>†</sup>, Myeongho Song<sup>\*</sup>, QuangDao Vuong<sup>\*\*</sup> and Jae-ung Lee<sup>\*\*\*</sup>

(Received December 13, 2019 ; Revised January 8, 2020 ; Accepted January 17, 2020)

**Key Words :** Ice Torque(빙 토크), Transient Torsional Vibration(과도비틀림진동)

## ABSTRACT

The number of polar class vessels in the Arctic has been steadily increasing since the opening of the Arctic route. These vessels are designed for specific operations, and are classified using the established polar class (PC) rating system. The ratings, which range from PC1 to PC7, indicate those vessels that are the most useful (PC1) for year-round operation in polar waters to those that are the least useful (PC7) for summer/autumn operation. This study analyzed the ice impact torque in a 2-engine, 1-shaft propulsion system applied to a G/T 7765 vessel rated PC7, the lowest class, as well as the transient torsional vibration for the ice torque of a propeller and the excitation torque of a diesel engine. To conduct the analysis, a program was developed herein that complements the Newmark method using a numerical integration. The results showed that for a PC7 vessel, 2-engine, 1-shaft propeller operation mode can allow navigation through a frozen seaway because a large total equivalent inertia moment is achieved under an ice load, and the ice impact torque transmitted to the shaft is distributed to the generators and engines on both sides. However, in 1-engine, 1-shaft propeller operation mode, the vibratory torque of the generator's flexible coupling exceeded the manufacturer's guidelines because it was unable to split the small equivalent inertia moment transmitting the same excitation force.

### 기 호 설 명

- $D$  : 프로펠러의 지름
- $d$  : 프로펠러 허브의 바깥지름(m)
- $EAR$  : 날개의 전개 면적비
- $H_{ice}$  : 강도설계를 위한 빙 두께(m)
- $n$  : 프로펠러의 회전속도(rev./s)
- $P_{0.7}$  : 반지름 0.7 R에서 프로펠러 피치(m)

- $S_{ice}$  : 날개 빙 힘의 빙 강도 인덱스
- $S_{qice}$  : 날개 빙 토크의 빙 강도 인덱스
- $t_{0.7}$  : 반지름 0.7 R에서 최대 날개 단면 두께
- $Z$  : 프로펠러의 날개 수

## 1. 서 론

북극항로가 열리면서 일반화물선, 쇄빙선, 연구용

<sup>†</sup> Corresponding Author ; Fellow Member, Mokpo Maritime University, Professor

E-mail : ldevib@mmu.ac.kr

<sup>\*</sup> Ship Repair Supporting Center, Mokpo Maritime University, Researcher

<sup>\*\*</sup> Marine Engineering Division, Mokpo Maritime University, Researcher

<sup>\*\*\*</sup> Member, Division of Marine Information Technology, Korea Maritime and Ocean University, Professor

‡ Recommended by Editor Jun hong Park

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

선박 그리고 어선까지 다양하게 빙해 운항 선박이 점차 늘어나고 있다. 이러한 선박은 선박의 사용 목적에 따라 설계의 기준도 달라진다.

이 연구는 대형 어선에 적용된 2기1축 추진시스템에서 빙 충격 토크와 디젤엔진의 기진력을 중심으로 과도비틀림진동 해석을 수행하여 이를 기준으로 하여 운항하고자 한다. 해석방법은 유한차분법의 하나인 Newmark 방법을 이용하였으며, 일반 사용자도 사용할 수 있도록 범용 목적으로 개발하였다.

**2. 빙 토크와 진동계 요소 피로강도**

대빙 선박에 관한 규정은 주로 스웨덴과 핀란드 선급에서 주도적인 역할을 해왔으며 계속 수정 보완하고 있다. 이 연구에서는 IACS(국제선급연합)<sup>(1)</sup>와 한국선급의 2018년 발행된 규정<sup>(2)</sup>을 중심으로 검토하고자 한다. Table 1은 대빙에 대한 등급별 빙 두께와 빙강도 인덱스를 보인다. 이 연구에 적용된 선박은 PC7에 해당된다.

빙 토크에 대한 계산식은  $D_{lim}(=1.81 \cdot H_{ice}) > D$ 일 때 식(1)과 같으며,  $D_{lim} \leq D$ 일 때는 식(2)와 같다.

$$Q_{max} = 105 \times (1 - \frac{d}{D}) \times S_{qice} \times (\frac{P_{0.7}}{D})^{0.16} \times (\frac{t_{0.7}}{D})^{0.6} \times (nD)^{0.17} \times D^3 \tag{1}$$

$$Q_{max} = 105 \times (1 - \frac{d}{D}) \times S_{qice} \times (\frac{P_{0.7}}{D})^{0.16} \times (\frac{t_{0.7}}{D})^{0.6} \times (nD)^{0.17} \times D^3 \tag{2}$$

**Table 1** Ice thickness and ice strength index

Ice class	$H_{ice}$ [m]	$S_{ice}$ [-]	$S_{qice}$ [-]
PC1	4.0	1.2	1.15
PC2	3.5	1.1	1.15
PC3	3.0	1.1	1.15
PC4	2.5	1.1	1.15
PC5	2.0	1.1	1.15
PC6	1.75	1	1
PC7	1.5	1	1

축계의 동역학 분석을 위한 프로펠러 빙 기진 토크는 날개에서 반 사인파로 일어나는 날개 충격을 순차적으로 나타내어야 한다. 프로펠러 회전각의 기능으로 단일 날개 빙 충격으로 인한 토크는 식(3)과 식(4)와 같다. 그리고 기진 토크를 위한  $C_q, \alpha_i$ 는 Table 2와 같다.

$$Q(\phi) = C_q \cdot Q_{max} \cdot \sin(\phi(180/\alpha_i)) \quad (\phi = 0 \cdots \alpha_i) \tag{3}$$

$$Q(\phi) = 0 \quad (\phi = \alpha_i \cdots 360) \tag{4}$$

이 연구 선박의 프로펠러를 이용하여 Table 2의 각 경우 별 기진 토크를 계산한 결과를 Figs. 1~4에 보인다. 여기서 빙 충격 에너지 밀도는 case 3, case 2, case 4, case 1 순으로 진동계에서 실제 공진이 일어나지 않는다고 가정하면 이 순서대로 과도비틀림진동이 크게 된다.

축계 요소에 대한 피로강도는 DNV(노르웨이 선급)에서 추천한 Classification Note 51.1<sup>(3)</sup>에서 광범위하게 언급하고 있다. 부분적으로 크랭크축은 IACS M53<sup>(4)</sup>으로 규정되어 있다.

중간축과 프로펠러축은 DNV에서 추천한 Classification Note 41.4<sup>(5)</sup>와 IACS M68<sup>(6)</sup>을 중심으로 검토할 수 있으며 축경이 작은 중간축이 주 검토 대상이다. 기어는 IACS M56<sup>(7)</sup>을 이용할 수 있다. 유체 감쇠형인 Geislinger 커플링은 비교적 강제로 제작되어 검토 상 큰 문제가 없으나 고무 또는 최근 탄소섬유로 많이 제작된 커플링은 제작사의 가이드를 따르는 것이 바람직하다. 이러한 축계요소의 피로 누적은 빙해지역에서 선박의 운항시간과 계절을 고려하여 결정할 수 있다. 본선에 고무 탄성커플링을 제작 공급한 독일 Vulcan사<sup>(8)</sup>는  $5 \times 10^4$  또는  $10^6$  사이클 중 하나를 택할 것을 추천하고 있다.

**Table 2**  $C_q, \alpha_i$  coefficient for torque excitation

Torque excitation	Propeller-ice interaction	$C_q$	$\alpha_i$
Case 1	Single ice block	0.5	45
Case 2	Single ice block	0.75	90
Case 3	Single ice block	1.0	135
Case 4	Two ice block with 45 deg. phase in rotation angle	0.5	45

### 3. 과도비틀림진동 해석 S/W 개발

빙 토크를 적용할 수 있는 전문 S/W는 DNV를 비롯하여 일부 선급과 선박용 엔진설계사인 MAN ES

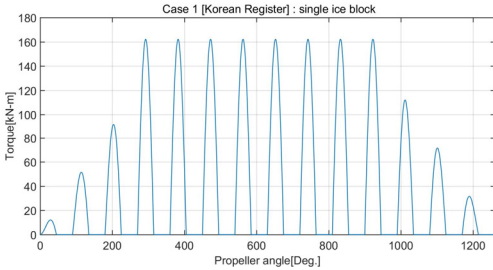


Fig. 1 Torque excitation for case 1

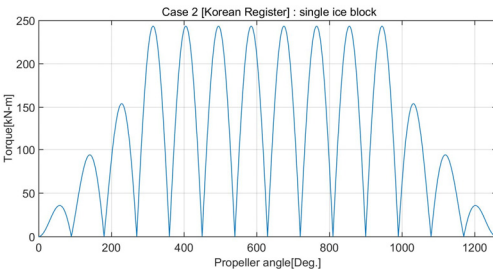


Fig. 2 Torque excitation for case 2

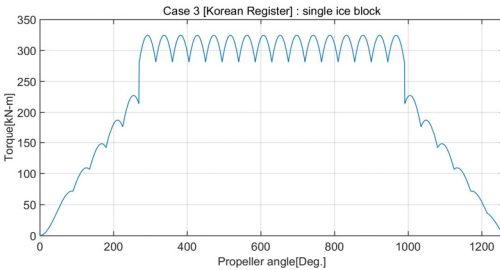


Fig. 3 Torque excitation for case 3

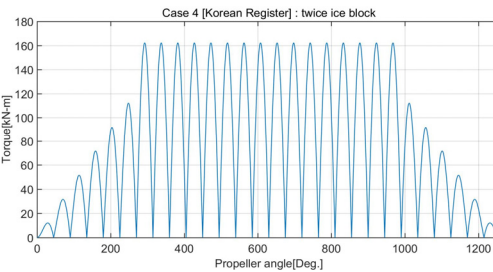


Fig. 4 Torque excitation for case 4

에서 GTORSI를 개발하여 소개하고 있다<sup>9)</sup>. 그리고 선박용 디젤엔진 제작사인 기술제휴선은 이 프로그램을 주로 이용하고 있다. 주저자는 운전금지구역(BSR)에서 quick-passing의 순간적인 비틀림진동 응력평가를 위하여 과도비틀림진동 해석 프로그램을 개발하여 사용하여 왔으며, 해석방법으로는 직접 적분방법인 Newmark법을 이용하였다<sup>10)</sup>. 그러나 이 연구에서 복잡한 2기1축 시스템의 적용을 위하여 전반적으로 보완이 필요하였고, 누구나 손쉽게 사용할 수 있도록 범용성을 갖추도록 하였으며 본 선 해석에 이 수정된 프로그램을 이용하였다. 입력 자료는 기존 주파수 영역에서 해석할 수 있는 자체 전문 S/W를 이용할 수 있도록 하였다. 여기서 엔진기진력은 해당 엔진의 하모닉계수를 이용 합성된 기진력 파일을 자동적으로 생성하도록 하여 과도비틀림진동 해석 S/W에서는 이를 불러 사용하도록 하였다. 빙 충격 토크도 프로펠러를 중심으로 앞 장에서 소개한 4가지 경우 토크 계산을 하여 자동적으로 파일이 생성되도록 하였다. 동시에 진동계의 등가질량관성모멘트와 프로펠러의 부하곡선을 중심으로 토크마진율을 입력하여 빙 충격 토크에 의한 엔진 속도를 예측할 수 있도록 하였다. 다만 정확한 예측을 위해서는 엔진제작사에서 제공하는 엔진특성곡선과 과급기의 성능을 동시에 검토하여야 한다. 또한 빙 충격토크 대신에 클러치의 탈, 부착 시, 프로펠러의 외부 충돌 등 외부 기진력도 검토할 수 있도록 하였다. 이러한 기진력은 프로그램에서 계산하지 않고 별도로 작성된 외부파일을 불러서 처리하도록 하였다. 수치 적분 시 해석 시간 간격은 1 msec로 하였으며, 최대 480 sec까지 해석할 수 있도록 하였다. 그리고 일괄 처리된 해석결과는 Matlab을 이용 쉽게 그래픽처리를 하였다.

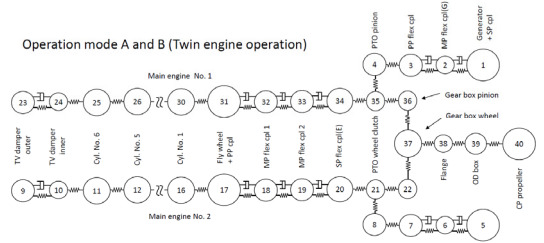
### 4. 실선해석

연구 대상 선박의 추진시스템의 요목은 Table 3과 같다. 운전 모드는 크게 2가지로 구분할 수 있으며, 2기1축 시스템의 질량-스프링 계는 Fig. 5와 같다. 여기서 질량번호 9번과 23번은 비틀림진동 댐퍼, 1번과 3번 사이, 5번과 7번 사이는 발전기 측에 설치된 고무 탄성커플링으로 Table 3의 발전기 탄성커플링 요목 2개가 직렬로 연결되어 있다. 17번과 20번 사이, 그리고 31번과 34번 사이는 엔진 측에 설치된 고무

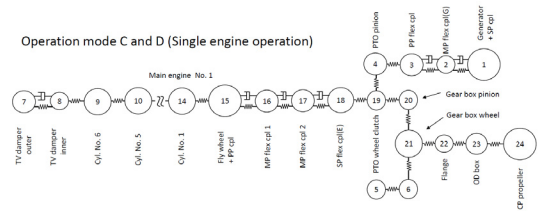
**Table 3** Specification of the 6M32C propulsion system

Generator flexible coupling	Stiffness for one element(kN·m/rad)	555.6
	Constant Kappa	0.18
	Nominal torque(kN·m)	25
	$\Delta T_{max}$ (kN·m)	42 (peak to peak)
	Max. torque 2(kN·m)	112.5 (peak to peak)
	Per. vibratory torque (kN·m)	7.5 (zero to peak)
Engine flexible coupling	Stiffness for one element(kN·m/rad)	504.0
	Constant Kappa	0.18
	Nominal torque(kN·m)	63
	$\Delta T_{max}$ (kN·m)	97 (peak to peak)
	Max. torque 2(kN·m)	283.5 (peak to peak)
	Per. vibratory torque (kN·m)	18.9 (zero to peak)
Torsional damper	Type	Leaf spring
	Outer/Inner inertia (kg·m <sup>2</sup> )	22.9/2.88
	Stiffness(MN·m/rad)	2.304
	Relative damping (kN·m/s)	1.9
Main engine	Type	CAT 6M32C
	Cylinder bore×stroke (mm)	320×480
	Power at MCR (kW×r/min)	2995×600
	Pmi at full load(bar)	28.7
	Nominal torque(kN·m)	47.67
	Reciprocating mass (kg/cyl.)	215.5
	Firing order	1-3-5-6-4-2
	Dia. of crank shaft (mm)	280
	Conn. ratio(r/l)	0.256
	No. of cylinder	6
	Weight(ton)	86
Propeller	Type	Controllable pitch
	Diameter(m)	3.93
	No. of blade(ea)	4
	Speed ratio	0.2575
	Moment of inertia (kg·m <sup>2</sup> (in water))	558.30
Generator	Power(kW)	1,500
	Speed ratio	1.667
	Moment of inertia (kg·m <sup>2</sup> )	764.47

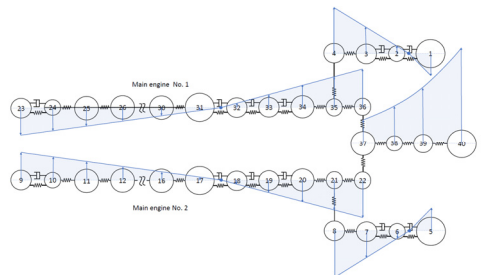
탄성커플링으로 Table 3의 엔진 탄성커플링 요목에서 3개가 직렬로 연결되어 있다. 질량번호 38번과 39번 사이는 중간축이다. 그리고 편의상 전부하 상태의 프로펠러 피치를 운전 모드 A라 하고, 50%부하의 프로펠러 피치를 운전 모드 B라 한다. 연구 대상 선박은 필요에 따라 1기1축으로 운항하는 경우가 있는데 이 경우 질량-스프링 계는 Fig. 6과 같다. 동일한 방법으로 전 부하의 운전모드를 C 그리고 50% 부하의 운전 모드 D라고 한다. 비틀림진동 해석 S/W(주파수+시간영역)는 주 저자가 기업에 근무하면서 개발한 것으로 계속 개선하여 사용하고 있다. 주파수 영역의 해석은 전달매트릭스법을 그리고 시간영역은 직접적분방식의 하나로 Newmark 법을 이용하고 있다. 우선 충격하중에 영향을 주는 비틀림진동의 고유진동수를



**Fig. 5** Mass spring system for twin engine operation mode



**Fig. 6** Mass spring system for one engine operation mode



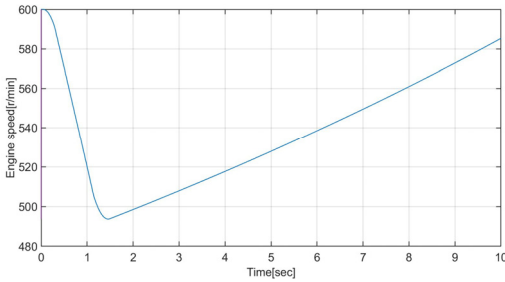
**Fig. 7** Torsional vibration mode shape for the 4<sup>th</sup> node of operation mode B



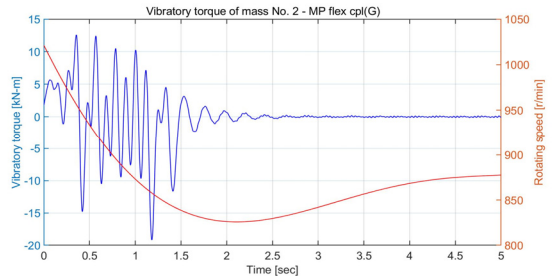
**Table 4** Natural frequencies of torsional vibration (cycles/min)

Number of node	Operation mode B	Operation mode D
1	126.89	137.73
2	137.90	284.50
3	174.20	515.01
4	286.93	1281.77
5	586.27	2169.41
6	1242.30	-

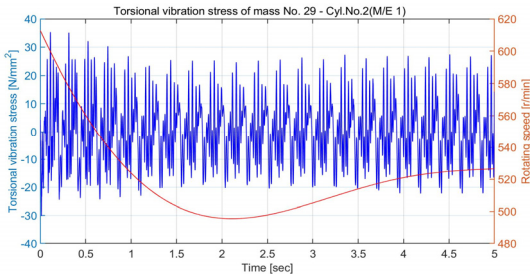
계산한 결과를 Table 4에 보인다. 실제로 빙 토크에 영향이 가장 큰 고유진동수와 진동모드는 운전 모드 B에서 프로펠러의 상대진폭이 큰 4절 진동이며, 운전 모드 D에서는 2절 진동이다. Fig. 7은 운전모드 B에서 4절 진동의 진동모드를 보인다. 동일한 스케일을 적용하기가 어려워 프로펠러를 제외한 다른 부분은 상대진폭을 적용하였으며, 프로펠러는 축소된 스케일로 프로펠러인 질점 40번은 4번과 8번보다 상대진폭이 11배 크다. Fig. 8은 운전 모드 B에서 빙 토크



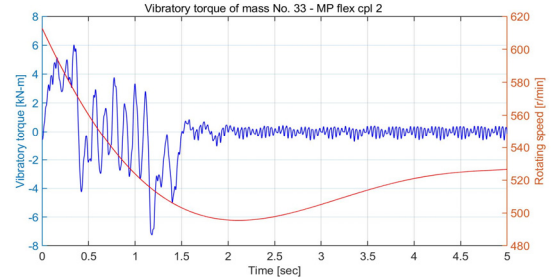
**Fig. 8** Engine speed in operation mode B due to case 3 torque excitation



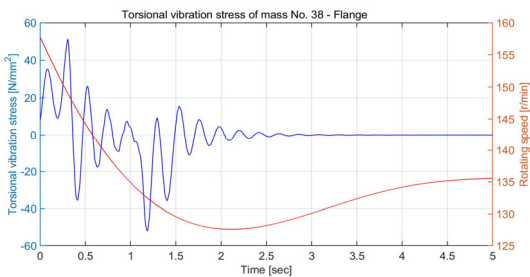
**Fig. 11** Vibratory torque of generator's flexible coupling in operation mode B due to case 3 torque excitation



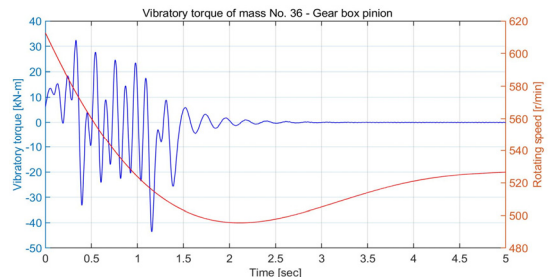
**Fig. 9** Torsional vibration stress of crank shaft in operation mode B due to case 3 torque excitation



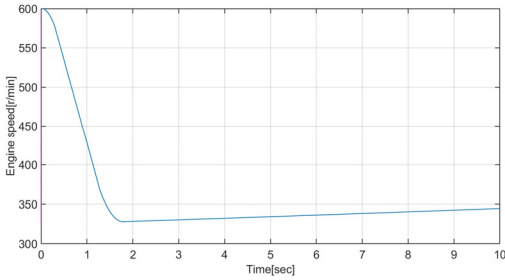
**Fig. 12** Vibratory torque of engine's flexible coupling in operation mode B due to case 3 torque excitation



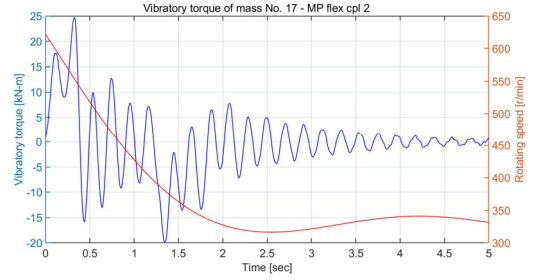
**Fig. 10** Torsional vibration stress of intermediate shaft in operation mode B due to case 3 torque excitation



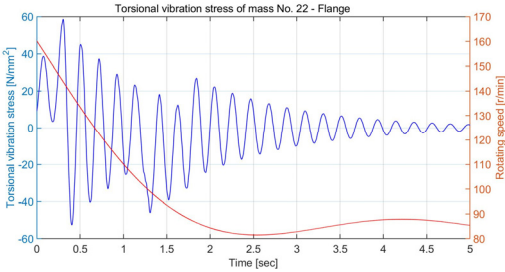
**Fig. 13** Vibratory torque between pinion gear and gear wheel in operation mode B due to case 3 torque excitation



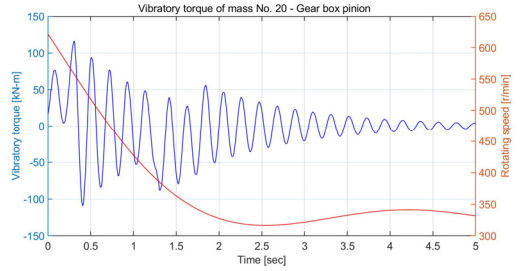
**Fig. 14** Engine speed in operation mode D due to case 3 torque excitation



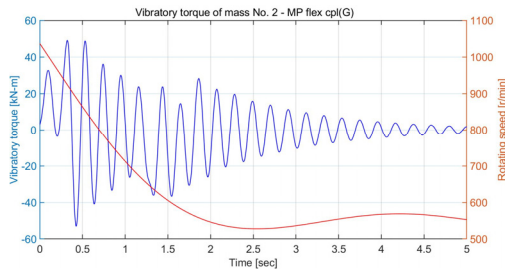
**Fig. 17** Vibratory torque of engine's flexible coupling in operation mode B due to case 3 torque excitation



**Fig. 15** Torsional vibration stress of intermediate shaft in operation mode D due to case 3 torque excitation



**Fig. 18** Vibratory torque between pinion gear and gear wheel in operation mode D due to case 3 torque excitation

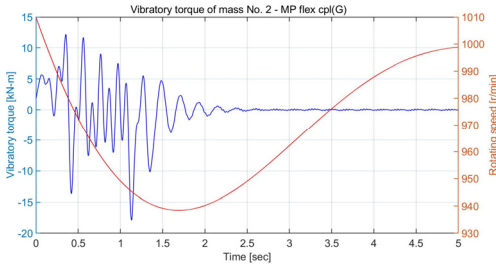


**Fig. 16** Vibratory torque of generator's flexible coupling in operation mode D due to case 3 torque excitation

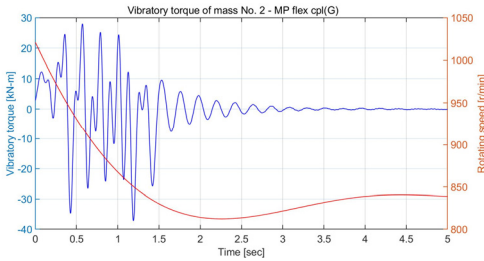
case 3(Fig. 3)의 빙 토크가 프로펠러에 가해질 때 엔진 속도의 예상 곡선이며, 빙 토크 에너지가 크기 때문에 하락속도가 상당히 크다. Fig. 9는 크랭크축의 비틀림진동 응력을 보이며 빙 토크의 영향력은 거의 없다. 즉 엔진 실린더에서 발생하는 연소가스와 피스톤의 관성력에 의해서 발생하는 비틀림진동이다. Fig. 10은 중간축의 비틀림진동 응력을 보이며 연속 운항은 아니더라도  $5 \times 10^4 \sim 10^6$  사이클의 피로강도는 문제가 되지 않는다. Fig. 11은 발전기 탄성커플링의 진동토크로 Table 3의  $\Delta T_{max}$  ( $5 \times 10^4$  사이클의 피로강도)를 만족하

고 있다. Fig. 12는 엔진 탄성커플링의 진동토크로 1.5초 전에는 빙 토크의 영향으로 Table 3의  $\Delta T_{max}$ 를 만족하며, 이후는 엔진 기전력에 의해서 발생하는 진동토크로 허용진동토크인 18.9 kN·m을 충분히 만족하고 있다. Fig. 13은 피니온 기어와 휠 사이의 진동토크로 피로강도의 검토 대상이나 본 논문에서는 관련 도면을 구하기가 힘들어 진동토크 계산으로 대체하였다.

Fig. 14는 운전 모드 D에서 빙 토크 case 3(Fig. 3)이 프로펠러에 가해질 때 엔진의 속도 예측 곡선을 보이며, 엔진 및 발전기를 각각 한 대만을 사용하므로 Fig. 8과 비교하여 엔진의 하락속도가 더 크다. Fig. 15는 중간축의 비틀림진동 응력을 보이며 크기는 Fig. 10과 비교하여 큰 차이가 없으나 감쇠가 줄어들어 진동이 오래 동안 지속된다. Fig. 16은 발전기의 탄성커플링의 진동토크로 피로강도  $\Delta T_{max}$ 를 만족하지 못하고 있다. Fig. 17은 엔진의 탄성커플링의 진동토크로 Table 3의 피로강도인  $\Delta T_{max}$ 를 만족한다. Fig. 18은 피니온 기어와 휠 사이의 진동토크로 Fig. 13과 비교하여 약 3배 이상 증가하였다. 이들을 종합해 보면 운전 모드 D에서 case 3의 빙 토크가 가해질 때는 선



**Fig. 19** Vibratory torque of generator’s flexible coupling in operation mode A due to case 2 torque excitation



**Fig. 20** Vibratory torque of generator’s flexible coupling in operation mode C due to case 2 torque excitation

박 운항이 어렵다. Fig. 19는 운전 모드 A에서 case 2의 빙 토크에 의해 가장 취약한 발전기 탄성커플링의 진동 토크로 제작사의 허용 값을 만족하여 운항에 지장이 없다. Fig. 20은 운전 모드 C에서 Fig. 19와 동일한 조건이지만 허용치를 초과한다. 결론적으로 이 추진시스템을 갖는 선박은 운전 모드 A, B로 빙해지역에서 운항이 가능하나 운전 모드 C, D는 유빙의 종류와 사용빈도에 따라 결정할 수 있지만 발전기의 탄성 커플링을 보호하기 위하여 운항을 자제하는 것이 바람직하다. 동적인 응답으로 운전 모드 B의 경우 4절(4.78 Hz), 운전 모드 D에서는 2절 진동(4.74 Hz)이 지배적이다. 그리고 이 절들의 진동모드를 관찰해보며 발전기의 탄성커플링과 엔진의 탄성커플링에 모두 절점이 있어 프로펠러 날개수의 초기 가진주파수는 10.3 Hz로 상당히 떨어져 있는 ‘overcritical design’으로 빙 토크를 감소시키는데 적합하였다.

**5. 결 론**

선박용 2기1축 추진시스템의 빙 하중에 대한 동적 특성을 확인하였으며 이를 정리 요약하면 다음과 같다.

(1) 2기1축 시스템은 빙 하중을 받을 때 전체 등가 관성모멘트가 크고 프로펠러축으로 전달된 빙 충격토크는 양쪽의 엔진과 발전기에 분산되어 1기1축으로 운전하는 것보다 안정적이었다.

(2) 빙 충격 토크는 진동계 요소 중에서 가까운 곳에 그리고 등가질량이 큰 곳에 집중적으로 전달된다. 따라서 1기1축 시스템에서 등가관성모멘트가 큰 발전기에 연결된 탄성커플링에 진동토크가 증가하여 가장 취약하였다.

(3) 빙 충격 토크에 의한 축계 요소들의 피로강도에 대한 기준은 현재 정착되어 가고 있는 중이다. 이 중에서 중간축을 비롯하여 강철로 제작된 축계 요소들은 지금까지 경험 자료를 이용 판단이 가능하나, 고무와 탄소섬유와 같은 비철 재질로 제작된 축계 요소들은 온도에 민감하고 피로시험을 통한 경험이 부족하여 신중하게 검토되어야 한다.

**후 기**

이 연구는 산업통상자원부 소관 산업융합기반구축 사업의 “중소형 선박엔진 및 관련기자재 공인시험인 증센터 구축” 사업의 지원(과제번호: N0001679)을 받아 수행되었습니다.

**References**

- (1) International Association of Classification Societies, 2016, Requirements Concerning Polar Class, IACS II, I2 and I3.
- (2) Korean Register, 2018, Ice Class Ship Rules.
- (3) Det Norske Veritas, 2011, Ice Strengthening of Propulsion Machinery, DNV Classification Note 51.1.
- (4) International Association of Classification Societies, 2017, Calculations for I.C. Engine Crankshafts, IACS M 53(Rev3).
- (5) Det Norske Veritas, 2002, Calculation of Shafts in Marine Applications, DNV Classification Note 41.4.
- (6) International Association of Classification Societies, 2015, Dimensions of Propulsion Shafts and Their Permissible Torsional Vibration Stresses, IACS M 68(Rev2).
- (7) International Association of Classification Societies, 2015, Marine Gears – Load Capacity of

Involute Parallel Axis Spur and Helical Gears, IACS M 56(Rev3).

(8) Hilbk, D., Dylla, M. and Bauermester, R., 2017, Assessment of Ice Loads based on IACS/FSICR on the Highly Flexible Rubber Coupling, Proceedings of the 2nd Torsional Vibration Symposium, Salzburg, Austria, Paper No. 3B-2.

(9) Persson, S., 2014, Ice Impact Simulation for Propulsion Machinery, Proceedings of the 1st Torsional Vibration Symposium, Salzburg, Austria, Paper No. 23.

(10) Barro, R. D., Eom, K. T. and Lee, D. C., 2015, Transient Torsional Vibration Response due to Ice Impact Torque Excitation on Marine Diesel Engine Propulsion Shafting, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol 25, No. 5, pp. 321~328.



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



**Myeongho Song** received his M. Eng. from Mokpo National Maritime University in 2008. He is now working Ship Repair Supporting Center. Also, he is Ph.D. candidate at Dynamics Lab. of Mokpo National Maritime University.



**Quang Dao Vuong** received his Ph.D. degree from Mokpo National Maritime University, South Korea. Now he is researcher at Dynamics Lab. of Mokpo National Maritime University



**Jae-ung Lee** received Ph.D(2016) from Department of Marine System Engineering of Korea Maritime and Ocean University(KMOU). He worked at Korean Register (2007-2016) and Mokpo National Maritime University(2016-2019) and now a professor of KMOU.

# 와이어 메쉬 재질을 이용한 하이브리드 마운트용 수동 진동 절연 요소 설계

## Design of Passive Vibration Isolation Element by Wire Mesh Material for Developing a Hybrid Mount

신 윤 호\* · 이 정 훈\*\* · 정 병 창\*\*\* · 문 석 준†

Yun-ho Shin\*, Jeong-hoon Lee\*\*, Byungchang Jung\*\*\* and Seok-jun Moon†

(Received January 9, 2020 ; Revised January 31, 2020 ; Accepted February 5, 2020)

**Key Words :** Wire Mesh(와이어 메쉬), Vibration Isolator(절연 요소), Mount Design(마운트 설계), Linear Regression Analysis(선형 회귀 분석)

### ABSTRACT

Among various vibration isolation materials and apparatuses such as viscoelastic material, pneumatic spring, coil spring, etc., a wire mesh material is regarded as a good candidate for reducing vibration in terms of production cost, easy of manufacture and product life without deterioration of isolation performance. In this paper, based on the experimental results for static and dynamic elastic modulus of wire mesh materials, the design procedure of a wire mesh-type vibration isolator is suggested. Through faithful examination of experimental results for simple-shaped cylindrical specimens by regression analysis of the design parameters, two representative prototype vibration isolators are proposed according to payload, 60 kg and 100 kg, by adjusting the density and wire diameter. Then, various tests for ensuring the usability of the suggested prototypes are performed—load-deflection test, isolation performance test, and endurance test.

### 1. 서 론

극한 환경에서 운용되는 장비의 정밀도가 높아지고 고도화됨에 따라 장비 운영 환경에 강건하면서 진동 저감 성능을 개선하기 위한 연구가 지속적으로 진행되어 왔다. 장비의 설계 변경에 미치는 영향을 최소화하면서 장비 별로 요구되는 진동 기준을 만족하기 위하여 가장 빈번하게 사용되는 것이 방진 마운트

이다. 방진 마운트는 외부에서 장비 지지부를 통해 전달되는 진동 또는 충격으로부터 장비를 보호하거나, 내부 기진원에서 발생하는 진동을 외부 환경 또는 운전자에게 전달되지 않도록 차단시켜 주는 역할을 한다. 방진마운트의 종류에는 절연 역할을 담당하는 재질을 기준으로 철과 같은 금속을 이용한 코일 스프링, 압축성 유체인 공기를 이용한 공기 스프링, 고무 같은 점탄성 재료를 이용한 점탄성 제진 요소 등이 있다<sup>(1)</sup>.

† Corresponding Author ; Member, Korea Institute of Machinery and Materials, Principal Researcher  
E-mail : sjmoon@kimm.re.kr

\* Member, Chungbuk National University, Professor

\*\* Member, Changwon National University, Researcher

\*\*\* Korea Institute of Machinery and Materials, Researcher

‡ Recommended by Editor Won Ju Jeon

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

방진마운트 제작을 위한 여러 재질 중 이 연구에서 대상으로 하는 와이어 메쉬는 메쉬의 밀도, 와이어 지름, 제작 방법 및 금속 재질 등에 따라 그 특성이 변화되어 설계를 다변화 할 수 있는 금속 재질방진 마운트이다. 다른 마운트 재질과 비교하여 저렴한 원료비와 주변 온도 변화, 화학물질에 의한 영향이 적 으며, 물성의 변화 없이 가용 수명이 긴 장점이 있다. 이러한 장점으로 인해 최근에는 자동차, 조선 등의 다양한 기계 산업 분야에서 진동/충격 방지용 실링 (seal ring), 쿠션(cushion), 가스킷(gasket) 등의 요소 부품 제작에 적용되고 있으며, 절연 성능을 향상시키기 위한 목적으로 와이어 소재에 의탄성 형상기억합금(pseudo-elastic shape memory alloy) 소재를 적용 하는 연구 등의 우주 산업 분야의 연구에도 이용되고 있다<sup>(2,3)</sup>. 그러나 와이어 메쉬의 가공 및 양산화 공정 구축의 어려움으로 인하여 다양한 형태의 메쉬 제작 에는 한계가 존재하는 상황이며 이로 인하여 국내 상용화 실적이 다른 형태의 마운트와 비교하여 상대적 으로 적다. 또한, 마운트의 절연요소로서 재질 특성 및 제작과 관련한 연구가 미미한 실정이다.

이 논문에서는 정격하중 60 kg급과 100 kg급 하이브리드 마운트 개발을 목적으로 와이어 메쉬를 활용한 수동 진동 절연 요소를 설계하는 절차를 제안하고 자 한다. 수동 진동 절연 요소 설계를 목적으로 선행 연구를 통해 수행한 와이어 메쉬 재질 특성 파악을 위 한 동탄성 계수 추출 실험 결과를 추가 분석하고<sup>(4,5)</sup>, 방진마운트 설계 관점에서 회귀분석을 통해 재질 특 성 및 설계인자에 대해 논의하였다. 밀도, 산성형, 와 이어 지름 등의 절연 요소 설계인자 분석 결과를 바 탕으로 60 kg, 100 kg의 정격하중을 지지할 수 있는 수동 절연 요소 설계안을 제안하였으며, 마운트 성능 실험을 통해 그 특성 및 유효성을 고찰하였다.

## 2. 와이어 메쉬 탄성계수 추출 실험

와이어 메쉬 재질 특성 파악을 위한 실험은 단순 한 형상의 원기둥 시편을 이용하여 수행되었다<sup>(4,5)</sup>. 이는 탄성계수 추출을 위한 치수 정보 확보가 용이하며, 압 축 시험은 좌굴 현상이 발생할 수 있으므로 인장과 달 리 세장비가 작게 제작되어야 하기에 이를 고려하여 Fig. 1과 같이 원기둥 형상의 시편을 제작하였다<sup>(6-8)</sup>. 이 실험에 사용된 시편은  $\varnothing 30 \times 40$ ,  $\varnothing 40 \times 40$ ,  $\varnothing 30 \times 20$ ,

$\varnothing 40 \times 20$ 의 크기로 제작하였으며, 설계 변수로는 강성 에 큰 영향을 미칠 것으로 판단되는 밀도( $\rho$ ), 산성형 ( $s$ ), 와이어 굵기( $d$ )를 고려하였다, Table 1 여기서 산 성형은 와이어 메쉬의 제작 규격으로서 등방 형태로 제작되는 메쉬에 풀러 공정을 통해 기울기를 부여하 여 수직 방향 절연 성능을 보강하기 위한 공정이다. 원통형 시험 시편은 국내 메쉬 제작 기술로 제작 가능 한 범위 내에서 양쪽 경계값을 기준으로 제작하였으 며, 각 설계인자 별로 4개 이상의 동일 조건의 시편 실험 결과의 평균값을 이용하여 이를 대푯값으로 정 리하였다.

### 2.1 정적 물성치 추출 실험

단순 형상 시편의 강성계수 추출을 위한 하중-변위 선도 계측은 유압 구동부를 이용하는 재료시험기 (MTS-810)를 이용하여 수행하였다. 정적 물성치 특 성을 측정하기 위한 압축 속도는 2 mm/min로 설정하 였으며, 20 % 이내에 편차를 가지는 4개의 동일 시편 에 대한 실험 결과의 평균값을 대푯값으로 정리하였 다. Fig. 2는 시험 시편 중 대표적인 하나의 압축 방 향 하중-변위 곡선을 나타내며 시편이 초기 압축(1회)

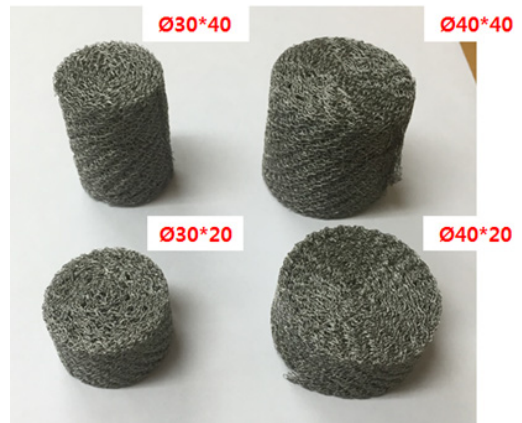


Fig. 1 Experimental specimen for material property extraction

Table 1 Experimental condition for simple shape cylindrical specimen

Design parameter	Range
Wire diameter [mm]	0.15, 0.20
Density [g/cm <sup>3</sup> ]	1.3, 1.5
Slope ratio [m/m]	2.15, 2.32

에서는 메쉬 내부 공간으로 인해 작은 하중으로도 상대적으로 큰 변형이 발생하는 것이 관찰되었으며, 압축 회수가 반복됨에 따라 수렴되는 실험 결과가 관찰되었다. 정적 시험 시, 정적 물성치 추출을 위하여 충분히 낮은 속도의 압축 변형(2 mm/min)을 가하였음에도 불구하고, 부하(loading)와 제하(unloading) 시 상대적으로 다른 하중-변형 양상이 모든 시편에 대한 실험 결과에서 관찰되었다. 이로부터 재질의 큰 감쇠를 예상해 볼 수 있었으며, 하중-변형의 초기 압축(1 회)을 제외한 3회 압축 결과의 산술 평균을 이용하여 각 시편의 정적 물성치(탄성계수)를 추출하였다. 압축방향 하중-변형 실험 결과로부터 단순형상 시편의 형상 정보가 포함된 강성계수 도출되며 식 (1)의 강성계수와 탄성계수의 관계로부터 형상 정보를 제외하여 탄성계수를 추출하였다.

$$E = \frac{k_s L}{A} \tag{1}$$

여기서,  $L$ 은 원기둥 시편의 높이  $A$ 는 하중이 가해지는 단면적에 해당한다.

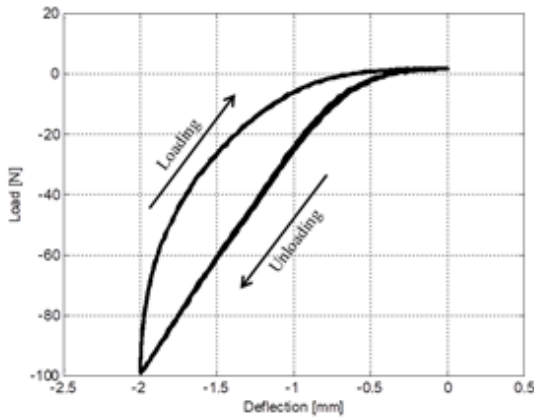


Fig. 2 Load-deflection curve for representative wire mesh specimen

Table 2 Linear regression analysis results for elastic modulus

Regression analysis statistic		Coefficient	
Multiple correlation coefficient	0.96	Y-intercept	$5.27 \times 10^5$
		Wire diameter [mm]	$-0.21 \times 10^5$
Number of observation	16	Density [ $g/cm^3$ ]	$1.41 \times 10^5$
		Wire mesh slope ratio	$-0.43 \times 10^5$

는 단면적에 해당한다.

추출한 탄성계수를 이용하여 수행한 회귀분석 결과는 Table 2와 같으며, 회귀분석을 통해 설계인자와 탄성계수와의 관계를 정리하면 식 (2)와 같다.<sup>(4,5)</sup>

$$E = 10^5 \times (1.41\rho_n - 0.21d_n - 0.43s_n + 5.27) \tag{2}$$

선형회귀분석 결과로부터 상관계수는 0.96으로 회귀분석식을 활용한 탄성계수 예측이 신뢰가능하다고 판단되며, 탄성계수를 결정하는 민감도 순위는 밀도( $\rho$ ) > 산성형( $s$ ) > 와이어지름( $d$ ) 순으로 관찰되었다.

### 2.2 동적 물성치 추출 실험

동적 물성치(탄성계수) 추출 시험은 상대적으로 쉽게 적용할 수 있는 충격 햄머시험(impact test)을 통해 강제 모드에서 추출한 동적 강성계수와 시편의 형상 정보를 이용하여 물성치를 추출하였으며, 이는 강제 모드 주변 주파수 구간의 대표값으로 정의한다.

동적 물성치 추출의 경우, 대표적인 시편에 대한

Table 3 Experimental specimens for dynamic material property extraction

Specimen #	Dimension [mm]	Wire diameter, $d$ [mm]	Density, $\rho$ [ $g/cm^3$ ]	Wire mesh slope ratio, $s$
#1	Ø30*40	0.15	1.3	2.15
#2	Ø40*40	0.15	1.3	2.32
#3	Ø30*40	0.20	1.3	2.32
#4	Ø40*40	0.20	1.3	2.15
#5	Ø30*40	0.15	1.5	2.32
#6	Ø40*40	0.15	1.5	2.15
#7	Ø30*40	0.20	1.5	2.15
#8	Ø40*40	0.20	1.5	2.32

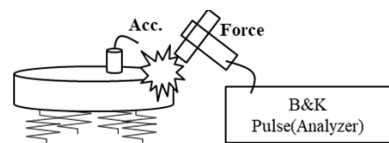
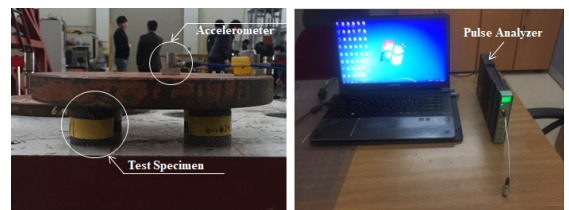


Fig. 3 Experimental set-up for impact test

특성을 관찰하기 위하여 시험계획법을 적용하였으며, 이로부터 Table 3과 같이 8개의 시험편을 선정하였다. 시편 상부에 계의 안정성을 보장하면서 하중을 부가하기 위하여 Fig. 3와 같이 원기둥형 시편을 이용한 4점 지지계를 구성하여 동적 물성치 추출 실험을 수행하였다.

충격 햄머시험을 통한 동적 물성치 즉, 계의 고유진동수를 이용한 주파수에 따른 동강성 계수의 추출을 위하여 Fig. 4에 도시한 절차에 따라 유효하중을 Table 4와 같이 3개의 구간으로 나누어 동강성계수를 추출하였으며, 이를 함께 활용하여 회귀분석을 수행하였다.

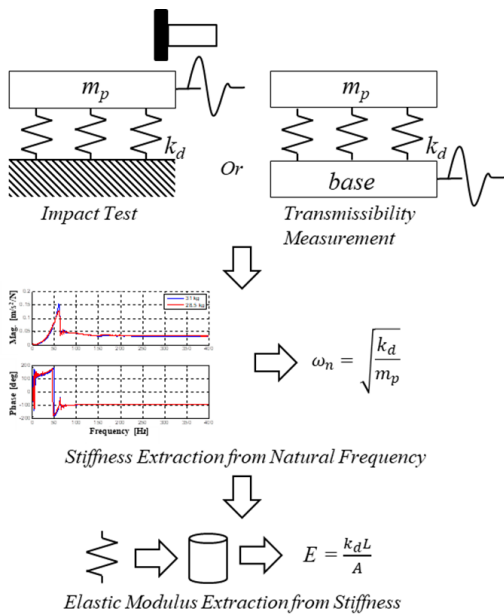


Fig. 4 Extraction procedure of dynamic elastic modulus form impact test results

Table 4 Dynamic elastic modulus for various payolads

Specimen #	7 kg	16 kg	22 kg
#1	$1.12 \times 10^7$ Pa	$2.21 \times 10^7$ Pa	$2.49 \times 10^7$ Pa
#2	$7.15 \times 10^6$ Pa	$1.04 \times 10^7$ Pa	$1.40 \times 10^7$ Pa
#3	$1.09 \times 10^7$ Pa	$1.61 \times 10^7$ Pa	$1.94 \times 10^7$ Pa
#4	$6.61 \times 10^6$ Pa	$1.15 \times 10^7$ Pa	$1.28 \times 10^7$ Pa
#5	$1.44 \times 10^7$ Pa	$2.61 \times 10^7$ Pa	$3.23 \times 10^7$ Pa
#6	$9.57 \times 10^6$ Pa	$1.89 \times 10^7$ Pa	$2.15 \times 10^7$ Pa
#7	$1.69 \times 10^7$ Pa	$2.26 \times 10^7$ Pa	$2.49 \times 10^7$ Pa
#8	$1.22 \times 10^7$ Pa	$1.69 \times 10^7$ Pa	$1.80 \times 10^7$ Pa

$$E = 10^7 \times (0.52\epsilon_{sn} + 0.45\rho_n - 0.09d_n - 0.15s_n + 1.67) \quad (3)$$

Table 5에 나타난 선형회귀분석 결과로부터 상관계수는 0.87로 식(3)를 이용하여 설계 변수 변경에 따른 동탄성계수의 예측이 가능함을 알 수 있으며, 탄성계수를 결정하는 민감도 순위는 처짐( $\epsilon$ ) > 밀도( $\rho$ ) > 산성형( $s$ ) > 와이어지름( $d$ ) 순으로 관찰되었다. 여기서 처짐을 제외한다면 정적 탄성계수의 민감도 결과와 동일한 경향을 가짐을 알 수 있다.

### 2.3 정적/동적 물성치 실험 결과 분석

단순 형상의 원기둥형 시편을 제작하여 재료시험기와 정격하중을 포함한 단순화된 1자유도 절연계를 이용하여 정적/동적 탄성계수를 추출하는 시험을 수행하였으며, 정적/동적 물성치(탄성계수) 추출 실험 결과로부터 탄성계수를 결정하기 위한 설계인자들의 우선 순위가 메쉬 재질이 밀도( $\rho$ ) > 산성형( $s$ ) > 와이어지름( $d$ ) 순임을 확인하였다. 이외에도 와이어 메쉬

Table 5 Linear regression analysis results for elastic modulus

Regression analysis statistic		Coefficient	
Multiple correlation coefficient	0.87	Y-intercept	$1.67 \times 10^7$
		Density [g/cm <sup>3</sup> ]	$0.45 \times 10^7$
Number of observation	24	Wire diameter [mm]	$-0.09 \times 10^7$
		Wire mesh slope ratio	$-0.15 \times 10^6$
		Static elongation	$0.52 \times 10^7$

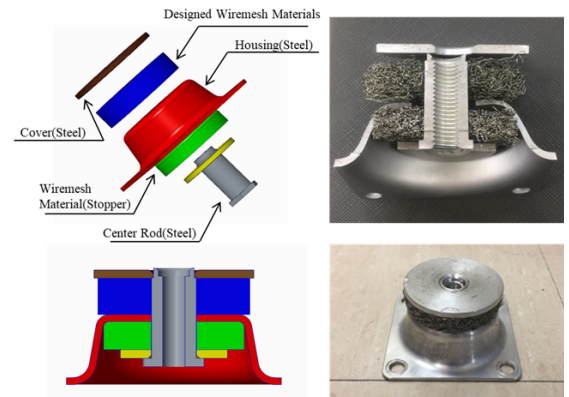


Fig. 5 Section and iso-view of passive vibration isolator by wire mesh materials



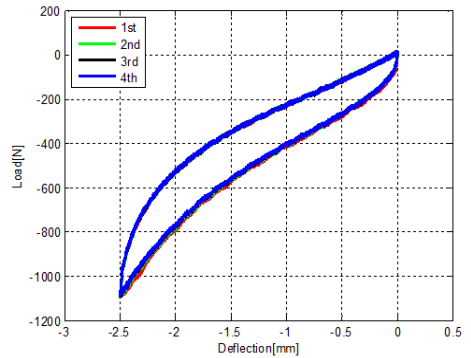
마운트는 고무 등의 점탄성 절연 요소 대비 상대적으로 높은 고유진동수를 가지며, 큰 감쇠비로 인해 빠른 정착시간을 가지는 마운트 설계가 가능할 것으로 판단하였다.

### 3. 와이어 메쉬를 이용한 수동 진동 절연 요소 설계 및 성능 평가

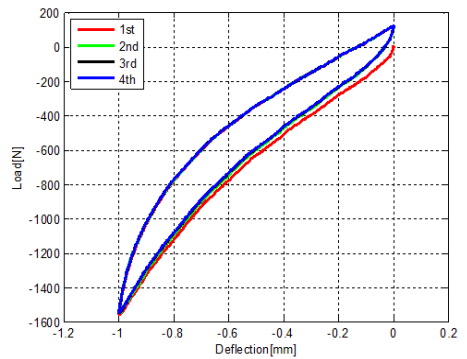
이 장에서는 2장에서 선형회귀분석 결과로부터 도출된 설계인자 중 탄성계수 결정에 기여도가 높은 밀도와 산성형을 기준으로 설계/제작된 수동 진동 절연 요소의 성능 검토 내용을 기술한다.

단순형상 시편 실험을 통해 도출된 주요 설계인자인 밀도, 산성형을 중심으로 수동 진동 절연 요소가 최대한 절연 성능을 확보할 수 있도록 절연 요소를 설계하였다. 이 연구에서 목표로 하는 정격하중이 60 kg과 100 kg임을 고려하여 1개당 각각의 정하중을 지지할 수 있도록 절연 요소 설계를 시도하였으며, 해군 표준 마운트 및 국의 메쉬 재질의 마운트의 형상을 고려하여 압축하중 만을 받을 수 있도록 Fig. 5와 같은 형상으로 마운트를 설계하였다. 마운트에 사용된 와이어 메쉬의 설계 세부정보는 Table 6에 기술하였으며, 시행

착오를 통해 두 종류의 와이어 메쉬 지름을 이용하여 이 연구에서 목표로 하는 정격하중 60 kg급과 100 kg급 마운트를 설계하였으며, 이에 대한 성능 시험을



(a) Prototype I (60 kg)



(b) Prototype II (100 kg)

Fig. 6 Load-deflection measurements for representative wire mesh mount prototypes

Table 6 Design information of prototype mounts

Payload [kg]	Mount upper part dimension (d <sub>out</sub> ×d <sub>in</sub> ×H,mm)	Density, ρ [g/cm <sup>3</sup> ]	Wire diameter, d [mm]	Wire mesh slope ratio, s
60	54 × 16 × 13	1.2	0.23	2.32
100			0.25	

Table 7 Experimental condition for payload test

Protype #	#1	#2
Max disp. (mm)	2.5	1
Disp. Variation rate (mm/min)	1.24	0.5

Table 8 Experimental results for payload test

	Maximum load (N)	
	Prototype # 1	Prototype # 2
#-1	906	1542
#-2	1086	1499
#-3	906	1490
#-4	896	1458
#-5	981	1554
Average value	955	1508.6

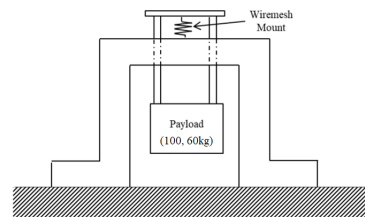
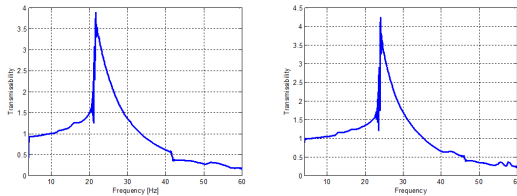


Fig. 7 Experimental set-up for transmissibility measurement of 1-DOF wire mesh isolator

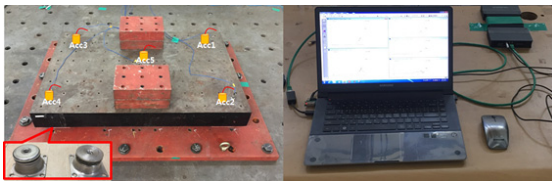


(a) Prototype I (60 kg) (b) Prototype II (100 kg)

**Fig. 8** Transmissibility measurements for representative wire mesh mount prototypes

**Table 9** Measurement results of prototype mounts

Protype #	Resonant frequency (Hz)					Average
	set 1	set 2	set 3	set 4	set 5	
# 1 (60 kg)	21.6	20.4	20.8	20.09	20.8	20.7
# 2 (100 kg)	24.0	25.3	24.0	24.0	23.5	24.2



**Fig. 9** Experimental set-up for endurance test

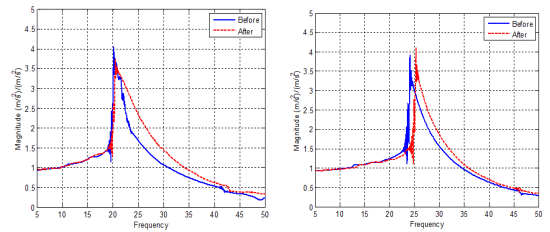
수행하였다.

절연요소의 정격하중 시험은 마운트 각각에 대해 유압 재료시험기(MTS-810)를 이용하여 일정 크기의 변위를 기준으로 하중-변위 선도 도출을 통해 검토하였으며, 절연요소 성능은 설계 정격하중 범위 내에서 소성변형 혹은 외관 손상 유무로 판단하였다. 변위 시험은 Table 7에 기술한 조건으로 시험하였으며, 성능 시험 결과는 Table 8과 Fig. 6에 기술하였다. 5개의 시편에 대해 변위 시험이 수행되었으며, 최대 변위 하중을 기준으로 15%이내의 편차가 관찰되었다. 하중-변형 선도 시험 결과를 기준으로 이 연구를 통해 설계된 2 종류의 와이어 메쉬 마운트는 탄성 범위 내에서 각각의 설계 정격하중을 충분히 지지할 수 있음을 확인하였다.

절연요소의 절연 성능 시험은 Fig. 7과 같이 무게중심을 마운트 아래에 가도록 설계하여 단순화된 1자유도 절연계를 구성한 후, 6축 유압식 진동대(MTS)를 활용하여 동일한 5 개의 마운트 시제품에 대한 실험

**Table 10** Experimental condition for endurance test

Combination of four of five mount specimens					
1 <sup>st</sup> Set	1	2	3	4	40 min.
2 <sup>nd</sup> Set	2	3	4	5	40 min.
3 <sup>rd</sup> Set	3	4	5	1	40 min.
4 <sup>th</sup> Set	4	5	1	2	40 min.
5 <sup>th</sup> Set	5	1	2	3	40 min.



(a) Prototype I (60 kg) (b) Prototype II (100 kg)

**Fig. 10** Transmissibility measurements for representative wire mesh mount prototypes

결과의 평균값을 이용하여 절연 성능 검토를 수행하였다. 1 자유도 절연계에 대한 전달률의 계측 실험은 0.1 mm의 진폭으로 사인스weep(0.067 Hz/sec) 하였으며, 지반 진동 대비 정격하중의 진동비를 계측하였다. 전달률 계측 결과는 Fig. 8과 같으며, 절연성능을 표현하기 위하여 사용되는 고유진동수를 Table 9에 정리하였다. 일반적으로 5 Hz ~ 10 Hz 사이에 고유진동수가 위치하는 점탄성 재료의 절연요소와 비교하여 상대적으로 높은 고유진동수가 관찰되지만 금속재료 사용에 따른 극한 환경에서의 사용 가능성을 감안할 때, 아직까지는 개선할 부분이 존재하지만 향후 충분한 활용가능성을 확인할 수 있었다.

두 종류의 와이어 메쉬 절연요소에 대한 내구성 시험은 각각의 공진점에서 40분 동안 가진한 후 가진 전후의 전달률 비교 및 육안 검사를 통해 진행하였다. 내구성 시험은 Fig. 9와 같이 동일 종류의 마운트 4개를 이용하여 정격하중(약 240 kg, 400 kg)을 지지하고 Table 10에 기술한 것과 같이 각각 5개 시편에 대해 5가지 조합으로 시험을 수행하였다.

두 종류의 절연요소 각각의 내구성 시험 전후 전달률 계측 결과를 Fig. 10에 나타내었으며, 60 kg급과 100 kg급 절연요소 각각 0.4%와 4.1%의 변화가 관찰되어 극한 환경의 운용 상황을 가정하여 수행한 내구성 시험 결과로부터 이 연구에서 개발된 절연요소가 충분한 신뢰성이 확보되었다고 판단하였다. 절연 성능

파악을 위하여 기수행된 전달률 곡선과 비교하여 고유진동수 변화가 크지 않음을 확인하였으며, 일반화된 절연 성능 지표를 제시하기에 어려움이 있기에 전달률 곡선과 함께 절연성능을 결정하는 고유진동수의 위치를 기준으로 내구성 시험 결과를 관찰하였다.

#### 4. 결 론

이 연구에서는 60 kg과 100 kg의 정격하중을 지지할 수 있는 와이어 메쉬 재질의 수동 진동 절연 요소를 설계하는 절차를 제안하였다. 단순형상 시편에 대해 수행된 탄성계수 추출 실험 결과에 대한 회귀 분석을 통해 밀도와 산성형이 가장 민감한 설계 인자임을 도출하고 이를 활용하여 절연성능을 최대화할 수 있도록 절연 요소 설계/제작(안)을 도출하였다. 제안된 두 종류의 진동 절연 요소에 대해 하중-변위 시험, 절연성능 파악 시험, 내구성 시험 등을 수행하여 설계/개발된 마운트의 실적용 시 충분한 절연 성능과 내구성이 확보되었음을 시험을 통해 확인하였다.

#### 후 기

이 논문은 한국기계연구원의 주요사업(과제번호: NK220D)과 충북대학교 신진교수연구과제(과제번호: 2019100997)의 지원을 통해 수행되었음을 밝힙니다.

#### References

(1) Moon, S. J., Shin, Y. H., Chung, J. H. and Song, C. K., 2014, Experimental Review on Dynamic Characteristics of the Commercial Mounts for Vibration Reduction, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 24, No. 9, pp. 687~694.

(2) Youn, S. H., Jeong, H. K. and Han, J. H., 2011, Comparisons of Isolation performances for the SMA Mesh Washer Isolator with the Variation of Pre-compressed Displacement, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 21, No. 2, pp. 162~168.

(3) Youn, S. H., 2010, Development of Pyroshock Mesh Isolator Based on SMA Pseudoelasticity, Doctoral dissertation, KAIST, Daejeon.

(4) Kim, T. Y., Shin, Y. H., Moon, S. J., Jung, B. C.

and Lee, T. J. 2016, Elastic Modulus Extraction of Wire Mesh for Vibration Mount Development, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 26, No. 7, pp. 806~813.

(5) Shin, Y. H., Kim, T. Y., Jung, B. C., Moon, S. J. and Lee, J. H., 2019, Development of Hybrid Vibration Isolator by Inertial Type Actuator and Wire Mesh Mount, IEEE/ASEM Transactions on Mechatronics, Vol. 24, No. 3, pp. 1356~1367.

(6) Shin, Y. H., 2004, Analysis of Viscoelastic Material under Small-amplitude Vibration Superimposed on Static Compression Strain Using Commercial Fem Code, Master's Thesis, KAIST, Daejeon.

(7) ASTM International, 1994, Standard Practice for Rubber Properties in Forced Vibration, ASTM D2231.

(8) Lee, W. S., Lee, H. J., Cho, J. H. Kim, J. S., Youn, S. K. and Kim, K. J. 2003, Testing for Identification of Dynamic Properties of Viscoelastic Material Subject to Large Static Deformation, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 13, No. 2, pp. 132~143.



**Yun-ho Shin** received his Ph.D. from Dept. of Mechanical, Aerospace and Systems Engineering at KAIST in 2009, respectively. He had worked at Korea Institute of Machinery and Materials from 2010 to 2019 and is currently assistant professor in Dept. of safety engineering at Chungbuk National University. His research interests include active vibration control, wind turbine control and naval ship survivability.



**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.

# SMART100 원자로 축소모델시험 사업자 요건 개발

## Development of Utility Requirements for SMT of SMART100 Reactor

고도영<sup>†</sup>·최선희<sup>\*</sup>  
Do-young Ko<sup>†</sup> and Sun-hee Choi<sup>\*</sup>

(Received January 17, 2020 ; Revised February 5, 2020 ; Accepted February 7, 2020)

**Key Words :** SMR(small module reactor, 소형모듈원자로), SMT(scale model testing, 축소모델시험), URD(utility requirements document, 사업자요건서), CVAP(comprehensive vibration assessment program, 종합진동평가)

### ABSTRACT

SMART100, a small module nuclear power plant designed by Korea Atomic Energy Research Institute in July 2012, is the first to obtain a standard design approval from the Nuclear Safety and Security Commission. According to the U.S Nuclear Regulatory Commission, the Regulatory Guide 1.20, SMART100 is required to conduct a scale model test to verify the design of the reactor, which is the core component, and to develop a valid prototype for the design. This paper describes the utility requirements developed to conduct the scale model test. The utility requirements as top tier requirements will be used to develop test and facility requirements for this study.

### 1. 서 론

한국원자력연구원(Korea Atomic Energy Research Institute, KAERI)이 설계한 소형모듈원자로(small module reactor, SMR) SMART100은 2012년 7월, 세계 최초로 표준설계인가(standard design approval, SDA)를 원자력안전위원회(nuclear safety and security commission, NSSC)로부터 획득한 100 [MWe] 원전이다. 이후 다수의 설계변경으로 인해 재인가 취득이 요구되었다. SMART100 원전은 향후 건설공사 기간에 영향을 줄 수 있는 주요사항을 고려하여 일부 설계에 대한 보완 및 검증 필요성이 매우 크게 대두되었다. 한편, 한국수력원자력(Korea Hydro & Nuclear Power Co., Ltd., KHNP)은 국내 유일 상업원전 건설 및 운영 사업자로서 SMR의 상세설계 및 해외수출시

건설사업 참여가 요구되었다. 이의 일환으로 KHNP 및 KAERI는 SMART100 원전의 핵심설비인 원자로에 대한 설계검증 및 설계 유효원형(valid prototype) 개발<sup>(1-4)</sup>을 위해 축소모델시험(scale model testing, SMT)<sup>(5-7)</sup>을 수행할 예정이다. 원자로 설계 유효원형 개발은 원자로 설계의 참조 발전소(reference plant)를 수립하는 것으로 원천기술 측면에서 매우 중요하다. 이 참조 발전소를 수립해야만 해외 원전 도입을 희망하는 국가로부터 SMART100 원전 원자로 설계 원천 기술 확보 및 원전기술 국산화 완성이 인정받을 수 있다. 본 논문은 원자로 설계 유효원형 수립의 필수적 연구개발 단계인 SMT 사업자 요건서(utility requirements document, URD) 개발에 관한 것이다. 이것은 SMT 최상위 요건 중 하나로서 이후 시험요건서(test requirements document, TRD), 설비요건서(facility requirements document, FRD) 및 시험절차

<sup>†</sup> Corresponding Author ; Member, Korea Hydro & Nuclear Power Co.,  
- Central Research Institute (KHNP-CRI), Principal Researcher  
E-mail : doyoung.ko@khnp.co.kr  
<sup>\*</sup> KHNP-CRI, Researcher

<sup>#</sup> A part of this paper was presented and selected as one of the best papers at the KSNVE 2019 Annual Autumn Conference.  
<sup>‡</sup> Recommended by Editor Sang Wook Kang  
© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

서(test procedures document, TPD) 개발을 위해 가장 기본적인 참고자료로 활용될 것이다. 한편, 저자들은 APR1400 대형원전 SMT URD를 개발한 경험이 있다<sup>7)</sup>. SMART100 SMT URD와 비교시 SMR 설계 고유특성에 따른 차이점을 제외한 하중함수 생산 및 해석방법론 개발, 축소모델 시험설비 설계/제작, 그리고 축소모델 시험설비 시험/결과분석은 유사하다.

## 2. 사업자 요건 적용기준 및 개발절차

### 2.1 사업자 요건 적용기준

SMART100 원전 SMT는 미국 원자력규제위원회 (the United State Nuclear Regulatory Commission, U.S. NRC) 규제지침(regulatory guide, RG) 1.20, Rev.4<sup>8)</sup> (comprehensive vibration assessment program for reactor internals during preoperational and initial testing)에 근거하여 수행된다. 관련 국내 적용기준은 한국원자력안전기술원 규제지침 5.2, Rev.1<sup>9)</sup> (원자로 내부구조물의 종합진동평가 계획) 이다. 그러나 국내 지침은 U.S. NRC RG 1.20, Rev.3 (2007. 3월)을 참조하고 있어 SMR 및 SMT에 대한 내용이 포함되어 있지 않다. 따라서, 이 연구를 위한 사업자 요건 개발은 U.S. NRC RG 1.20, Rev.4 (2017. 2월)를 적용하였다.

### 2.2 사업자 요건 개발절차

SMART100 원전 SMT 수행내용은 크게 세 부분

으로 구분된다. 첫째는 원자로 축소모델 해석결과(유동 하중함수 및 구조응답)와 측정결과의 비교 등을 통한 해석방법론 개발과 검증이다. 둘째는 SMT를 위한 축소모델 시험설비의 설계와 제작이다. 셋째는 SMT를 수행하고 시험결과의 유효성을 평가하는 것이다. 우리는 원전사업자 입장에서 실질적이고 효율적인 연구개발을 위해 앞서 기술한 수행내용 세 부분으로 구분하여 URD를 개발하였다. 사업자 요건은 SMT를 수행하기 위한 가장 기본적인 요건 중 하나이다. Fig. 1은 SMART100 원전을 설계 유효원형으로 개발하기 위한 전체 원자로 내부구조물 종합진동평가(comprehensive vibration assessment program, CVAP)<sup>8)</sup> 절차를 간략히 정리한 것이다.

Fig. 1에서 보는 바와 같이, SMART100 원전을 설계 유효원형으로 개발하기 위해서는 크게 두 단계의 절차가 요구된다. 첫 번째는 SMART100 SDA 단계이다. 이 연구에서 사업자 요건을 개발하여 적용하는 단계로써 설계/제작, 축소모델 유동/ 구조 해석, SMT 수행, 그리고 바이어스 오류/불확실도(bias errors and uncertainties)를 반영한 전산수치해석 방법론의 개발 및 검증이 해당된다. 이 단계를 scale model testing으로 표시하였고, 원전을 건설하기 이전에 R&D로 수행된다. 두 번째는 실제 SMART100 원전건설 및 시운전 단계로써 건설허가(construction permit, CP)부터 운영허가(operating license, OL)까지가 해당된다. 이 단계는 CVAP for prototype으로 표시하였고, 앞선 단계에

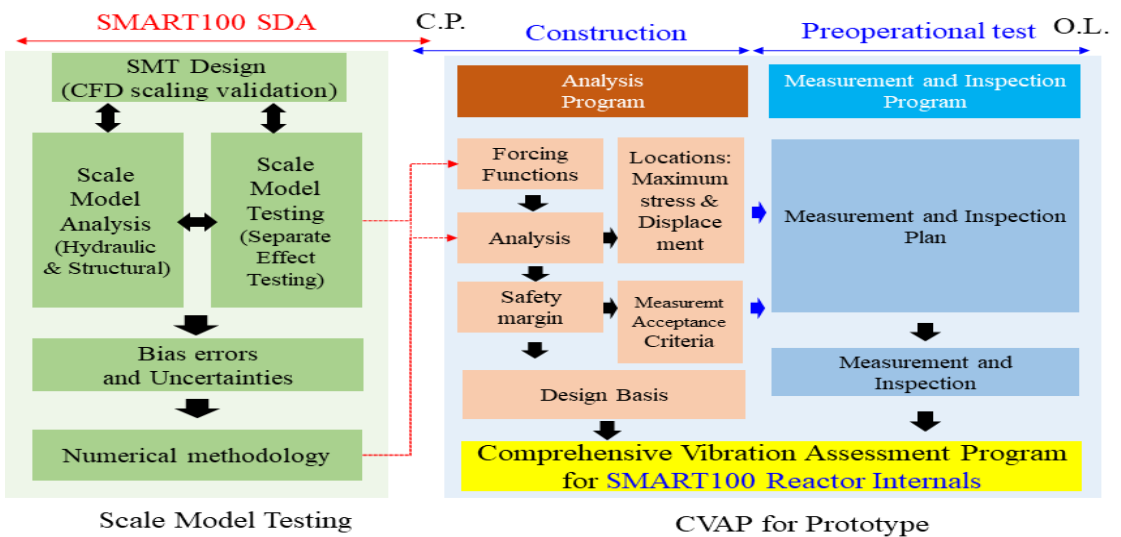


Fig. 1 Procedure of CVAP for SMART100 reactor internals

서 개발한 해석방법론을 적용한 유동/구조해석 수행, 진동/응력 측정, 육안검사 등을 통한 CVAP를 수행한다. 한편, 원자로 SMT URD 개발을 위해서 핵연료는 없는 것으로 가정하여 수행한다. 왜냐하면, 핵연료가 없는 것이 수력하중 산출 및 해석방법론 수립에 있어 보수적이고, 실제 원전건설 현장시험(in-situ test)도 핵연료 장전 이전 단계인 고온기능시험(pre-core hot functional test) 기간 중 수행되기 때문이다.

### 3. SMART100 축소모델시험 사업자 요건

#### 3.1 하중함수 생산 및 해석방법론 개발

해석방법론은 원자로 축소모델 해석결과와 SMT 결과의 비교/평가를 통해 확인/검증한다. SMT에서 얻어진 시험결과로 고유 하중함수 생산, 원형(prototype) 원자로 해석에서 사용할 전산해석코드 검증, 그리고 해석절차 및 방법을 개발하는 것이 원자로 SMT의 목적이다.

SMART100 원자로 유동해석은 상용 전산유체 해석코드(computational fluid dynamics, CFD)를 사용하여 유동유발 가진함수(forcing functions)를 예측하고 SMT 시험결과와 비교하여 검증한다. 구조해석도 구조/응답 상용해석코드 ANSYS를 사용하여 진동예측 및 SMT 시험결과와 비교/분석한다. SMR 고유 해석방법론 수립을 위한 주요 사업자 요건은 다음과 같다.

- 축소모델의 유동 상사성 확인(유동변화, 유체속도, 압력분포)을 위해서 CFD를 사용하여 평가한다.
- CFD는 축소모델 시험설비의 경계조건과 형상을 충분히 반영해야 하며 격자 민감도 및 난류모델 민감도 분석을 수행한다.
- 예비하중을 적용한 예비 구조해석을 통해 SMT 이전 축소모델의 응력 및 변위를 확인한다.
- 유동/구조 해석결과와 SMT 시험결과를 비교하여 해석모델의 하중함수 및 해석방법론 타당성 등을 확인한다.
- SMART100 원형 구조해석에 적용할 하중함수를 생산한다.
- 음향공진 평가시, 원형 원자로 대비 축소모델에서 음향약화를 확인하여 음향공진 영향을 평가한다.

#### 3.2 축소모델 시험설비 설계 및 제작

축소모델 시험설비는 이 사업자 요건을 충실히 반영한 TRD와 FRD를 개발한 후 설계/제작된다. 축소

모델 시험설비의 설계와 제작은 원형 원자로와 최대한 동일한 형상과 특성을 반영하여 설계 및 제작되어야 한다. 관련 주요 사업자 요건은 다음과 같다.

- 축소모델은 유동 및 구조적 상사성을 고려하고 주요 위치의 세부 모사가 가능하도록 설계한다.
- SMART100 설계 원형의 경계조건을 축소모델에 충분히 반영한다. 축소모델 설계에서 유동분배 구조물과 같이 유동 가진(flow excitation)에 민감할 것으로 판단되는 위치의 형상은 원형 형상과 최대한 유사하게 모사한다.
- 계측기 보호구조물과 설치방법은 계측기 사양에 맞추어야 하며, 시험조건과 목적에 부합하도록 설계 및 제작한다.
- 측정케이블 설치도관 및 계측기 보호구조물 등은 축소모델 시험설비의 유동 및 구조 특성에 영향을 주지 않도록 최소화하여 설치한다.

#### 3.3 축소모델 시험설비 시험 및 결과분석

설계 및 제작된 축소모델 시험설비는 최상위 URD와 이를 만족하는 TRD 및 FRD를 충족하는 TPD 개발이 요구된다. TPD에 따라 시험을 수행하고 해석방법론에 의해 예측된 해석결과와 비교/평가 한다. 관련된 주요 사업자 요건은 다음과 같다.

- 적절한 무차원 수를 기초로 동적으로 유사한 축소모델을 사용한다.
- SMT는 상사된 출력(유속/유량)대비 10%~20% 높은 수준에서 운전 가능한 펌프를 선정하고 해당 조건에서의 시험을 포함한다.
- 동일 시험조건에서 반복시험을 수행하여 시험결과의 평균값 취득한다.
- 온도변화 및 외부 가진요인 등 시험 중 부정적 영향을 끼치는 요인에 대하여 통제한다.
- PSD(power spectral density) 변환을 위해 신호 샘플링 시간에 대한 민감도 분석을 수행한다.
- SMT 수행 중 불확실도를 평가한다.
- SMT 결과는 SMT의 레이놀즈 수 상승에 대하여 민감하지 않다는 것을 보여야 한다.
- 하중함수를 이용한 구조해석 결과를 SMART 원전 건설 전 설계(pre-project engineering, PPE) 단계 시 수행하였던 원형 구조해석 결과와 비교/평가한다.
- 시험 전/후 육안검사를 통해 유동에 의한 구조적 건전성에 이상이 없음을 확인한다.

#### 4. 결 론

SMART100은 국내에서 개발한 최초의 SMR 원전이다. 이 연구에서는 SMART100 원전건설 인허가 신청 시 국내의 규제지침을 만족할 수 있도록 실질적이고 효율적인 원자로 SMT 사업자 요건을 개발하였다. URD는 최상위 요건 중 하나로써, 향후 SMT를 위한 TRD, FRD, 그리고 TPD 개발에 활용될 것이다.

#### 후 기

이 연구는 한국수력원자력(KHNP)의 SMR 원전 수출상품화 기술개발(1)로 한국수력원자력 중앙연구원 플랜트설계연구소에서 수행되었습니다.

#### References

(1) Ko, D. Y. and Lee, J. G., 2011, A Review of Measuring Sensors for Reactor Vessel Internals Comprehensive Vibration Assessment Program in Advanced Power Reactor 1400, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 21, No. 1, pp. 47~55.

(2) Ko, D. Y., Kim, K. H. and Kim, S. H., 2011, Selection Criteria of Measurement Locations for Advanced Power Reactor 1400 Reactor Vessel Internals Comprehensive Vibration Assessment Program, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 21, No. 8, pp. 708~713.

(3) Ko, D. Y. and Kim, K. H., 2013, Structural analysis of CSB and LSS for APR1400 RVI CVAP, Nuclear Engineering and Design, Vol. 261, pp. 76~84.

(4) Ko, D. Y. and Kim, K. H., 2013, Design of a Vibration and Stress Measurement System for an Advanced Power Reactor 1400 Reactor Vessel Internals Comprehensive Vibration Assessment Program, Nuclear Engineering and Technology, Vol. 45, No. 2, pp. 249~256.

(5) Gao, L., Yang, J., Tan, T., Yu, D. and Ma, J., 2015, Flow-induced Vibration Scale Testing of ACP100 Reactor Internals, Transactions of the SMiRT-23, Division V, Paper ID 072.

(6) Ko, D. Y., Kim, K. H., Kim, T. J. and Choi, S. H., 2019, Plan on Scale Model Testing for APR1400 Valid Prototype, Proceedings of the KPVP Annual Conference, Construction Division, No.1.

(7) Ko, D. Y., Kim, K. H., Kim, T. J. and Choi, S. H., 2019, URD for SMT on CVAP for APR1400 RVI, Technical Memo, No. 2019-5000339-Jeon-0767TD, KHNP.

(8) U.S. Nuclear Regulatory Commission, 2017, Comprehensive Vibration Assessment Program for Reactor Internals during Preoperational and Initial Testing, Rev. 4, Regulatory Guide 1.20, Washington, DC.

(9) Korea Institute of Nuclear Safety, 2015, Comprehensive Vibration Assessment Program for Reactor Internals, Rev. 1, No. KINS/RG-N05.02, Daejeon.



**Do-Young Ko** got the M.S. and Ph.D. degrees in Electrical and Computer Engineering from University of Seoul, Korea in 2003 and 2007, respectively. He has studied as a senior researcher in Korea Hydro & Nuclear Power Company - Central Research Institute (KHNP-CRI). His main research interests are verification and validation of reactor design.

# 동특성 변화를 이용하여 트리스 구조물의 손상 예측

## Damage Detection in the Truss Using Modified Dynamic Characteristics

이 정 윤<sup>†</sup>

Jung Youn Lee<sup>†</sup>

(Received January 17, 2020 ; Revised February 7, 2020 ; Accepted February 7, 2020)

**Key Words :** Stiffness Matrix(강성 행렬), Sensitivity Coefficient Matrix(감도계수 행렬), Truss(트리스), Dynamic Characteristics(동특성), Damage(손상)

### ABSTRACT

In this paper, a method for accurately predicting truss damage from dynamic changes before and after the damage occurs is proposed. This method is used to analyze sensitivity coefficients based on changes in dynamic characteristics and detect the damage using a modified stiffness matrix. This matrix is obtained using an iterative method of the sensitivity coefficient matrix, and a method to estimate the location of the damage and the degree of truss damage is developed. The proposed method was applied to a seven-bar truss to predict the location and size of damage accurately.

### 1. 서 론

트리스는 일반적인 구조 유형이며 교량, 타워, 건물, 파이프 랙(pipe rack), 기계구조물에 많이 사용되는 중요한 구조물이다. 트리스의 손상은 부재의 부식이나 노화, 지진하중, 풍하중, 예기치 않은 충격하중에 이르기까지 다양한 환경 등의 이유로 발생한다. 따라서 트리스의 손상은 붕괴를 가져올 수 있기 때문에 정확하게 감지할 필요가 있다. 하지만 육안 검사를 통해 손상의 위치와 크기를 찾기는 현실적으로 매우 어렵기 때문에 수십 년 동안 트리스에 발생하는 손상을 효과적으로 찾아내기 위해 수많은 연구가 진행되어져 왔다. 이에 대한 연구로 Cawley et al.은<sup>(1)</sup> 구조적 손상 탐지를 위해 최초의 고유주파수를 사용하였으며 Hassiotis et al.은<sup>(2)</sup> 강성 감소를 감지하기 위해 국부 강성 감소에 대한 고유주파수의 민감도 관찰하였다. Lew et al.은<sup>(3)</sup> 전달함수의 변수 변화를 이

용해 구조물의 손상위치와 크기를 정의하였다. Vakil et al.은<sup>(4)</sup> 구조물의 손상 진단 방법을 손상된 구조물 모델 기반으로 개발하였다. Nikolakopoulos et al.은<sup>(5)</sup>은 균열 깊이와 위치에 대한 최초의 두 구조 고유주파수의 의존성을 보여주기 위해 등고선 형태를 사용하였고 Cerri et al.은<sup>(6)</sup> 손상된 영역에서 발생하는 강성의 감소를 사용하여 보 모델에서 손상된 영역을 찾는 문제를 조사했으며 이러한 강성 감소를 측정하기 위해 고유진동수를 사용했다. 또한 Liu et al.은<sup>(7)</sup> 구조물의 강성 분포를 식별하기 위해 계산 역 기법을 도입하여 주파수 영역의 문제를 탐색하였고 Maity et al.은<sup>(8)</sup> 고유진동수의 변화를 사용하여 구조적 손상을 탐지하는 유전자 알고리즘을 사용했으며 Sahoo et al.은<sup>(9)</sup> 고유주파수와 모드 형태를 모두 사용하여 트리스 브리지 조인트의 손상 감지를 위해 인공 신경망을 사용하였다.

그러나 그동안 트리스 손상을 탐지하기 위해 다양한 연구가 진행되어왔지만<sup>(10-13)</sup> 고유진동수와 고유모

<sup>†</sup> Corresponding Author; Member, Department of Mechanical System Engineering, Kyonggi University, Professor  
E-mail : jylee@kgu.ac.kr

<sup>‡</sup> Recommended by Editor Jun hong Park

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering



드를 동시에 이용하여 트러스의 손상 위치와 크기를 예측하는 연구는 거의 없었다. 여기서는 트러스의 손상 전과 후의 고유진동수와 고유모드의 변화량을 이용해 감도계수 행렬을 정의하고 이를 이용하여 트러스에 발생한 손상의 위치와 손상정도를 정확히 예측하는 새로운 방법을 제안하고 평면 트러스에 적용하여 검증한다.

### 2. 평면 트러스의 유한요소법

평면 공간 트러스 구조는 각 끝단에서 2 자유도를 가진 2차원 막대 요소를 사용하여 모델링되며 유한요소 이론에서 요소 좌표계의 해당 강성 및 질량 매트릭스는 다음과 같이 표현된다<sup>(14)</sup>.

$$[k] = \frac{EA}{L} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \tag{1}$$

$$[m] = \frac{\rho AL}{6} \begin{bmatrix} 2 & 1 \\ 1 & 2 \end{bmatrix} \tag{2}$$

여기서  $A, E, L$ 과  $\rho$ 는 각각 요소의 단면적, 세로탄성계수, 길이 및 요소의 밀도이다. 전체좌표계  $X$ 축과 요소사이의 각이  $\phi$ 일 때 평면트러스의 전환행렬  $[T]$ 는 식 (3)과 같다<sup>(14)</sup>.

$$[T] = \begin{bmatrix} c & s & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c & s \end{bmatrix} \tag{3}$$

여기서  $c = \cos \phi, s = \sin \phi$ 이며  $[k]$ 을 전체 좌표계(global coordinate)로 나타내면 식 (4)와 같이 된다.

$$[K]_e = [T]^t [k] [T] = \frac{AE}{L} \begin{bmatrix} c^2 & cs - s^2 - cs \\ cs & s^2 - cs - s^2 \\ -c^2 - cs & s^2 & cs \\ -cs - s^2 & cs & s^2 \end{bmatrix} \tag{4}$$

질량행렬의 경우 해석을 간편하기 위해 집중질량(lumped method)을 사용하는 경우는 식 (5)와 같이 된다.

$$[M]_e = [T]^t [m] [T] = \frac{A\rho L}{6} \begin{bmatrix} 2 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 2 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 2 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 2 \end{bmatrix} \tag{5}$$

각각의 절점에서 모든 요소의 강성행렬 및 질량행렬을 조합하고 경계조건을 고려하면 트러스의 자유진동방정식은 식 (6)과 같이 된다.

$$[M] \{\ddot{x}\} + [K] \{x\} = 0 \tag{6}$$

여기서  $[M], [K]$ 는 전체 트러스의 질량 및 강성행렬이며  $\{x\}$ 는 변위이다.

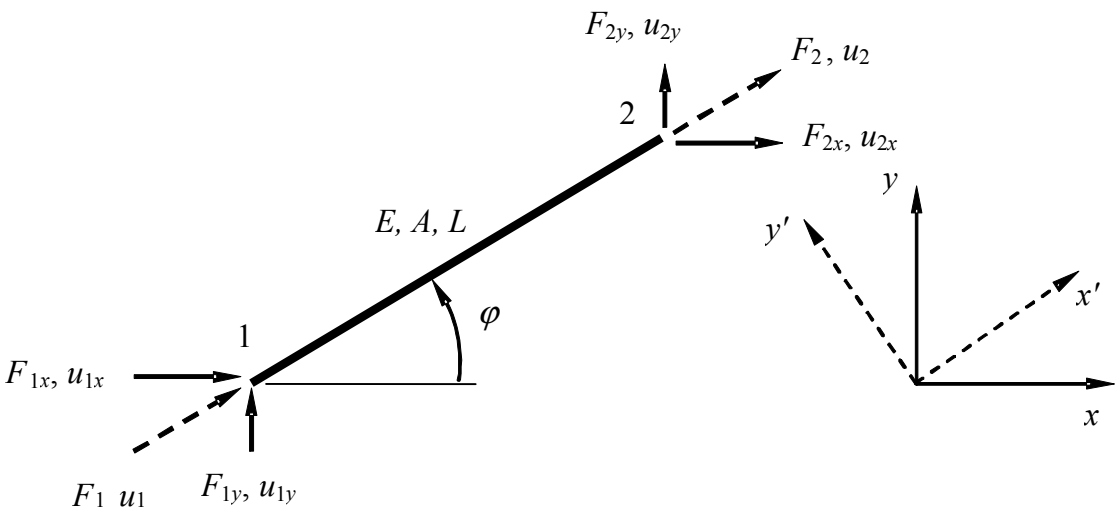


Fig. 1 Element model in truss

### 3. 트러스의 손상 탐지

트러스에 손상이 일어나면 강성이 감소되어 강성 행렬은 변하게 되지만 질량의 변화는 무시할 수 있으므로 질량행렬은 변하지 않는다고 가정한다. 트러스의 손상은 요소의 강성 감소(EA)로 가정하였다. 구조물에 강성이 변경되면 동특성이 변화되며 이때 손상 전과 후의 동특성은 다음과 같이 표현된다

$$([K_o] - \lambda_o [M_o])\{\phi_o\} = 0 \tag{7}$$

$$([K] - \lambda [M_o])\{\phi\} = [([K_o] + [\Delta K]) - (\lambda_o + \Delta \lambda)[M_o]] \times (\{\phi_o + \Delta \phi\}) = 0 \tag{8}$$

여기서  $[K_o]$ 와  $[M_o]$ ,  $[K]$ ,  $[\Delta K]$ 은 각각 트러스의 손상 전 강성행렬과 질량행렬, 트러스의 손상 후 강성행렬 및 강성행렬의 변경량이며  $\lambda_o$ ,  $\{\phi_o\}$ ,  $\lambda$ ,  $\{\phi\}$ ,  $\Delta \lambda$ ,  $\{\Delta \phi\}$ 는 각각 손상 전의 고유진동수와 고유벡터, 손상 후의 고유진동수와 고유벡터, 고유진동수 및 고유벡터 변화량이다.

#### 3.1 손상 발생 후 감도계수의 해석

손상 발생 후 고유벡터의 변화량은 변경 전 고유벡터의 선형 결합으로 나타낼 수 있다<sup>(15)</sup>.

$$\{\Delta \phi\}_i = \sum_{k=1}^n \alpha_{ki} \{\phi_o\}_k \tag{9}$$

여기서  $\{\Delta \phi\}_i$ 는 고유벡터 변화량의  $i$ 차 모드이고  $\alpha_{ki}$ 는  $k$ 차 모드에 대한  $i$ 차 모드의 감도계수로 고유벡터 변화량을 손상 전 고유벡터의 선형조합으로 나타내는 계수이다.  $\{\phi_o\}_k$ 는 손상 전 고유벡터의  $k$ 차 모드이고 식 (9)는 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$[\Delta \phi] = [\alpha][\phi_o] \tag{10}$$

$$[\alpha] = [\Delta \phi][\phi_o]^{-1} \tag{11}$$

여기서  $[\Delta \phi]$ ,  $[\phi_o]$ 는 고유벡터 변화량 행렬과 손상 전 고유벡터 행렬이다.  $[\alpha]$ 식 (9)에서 구한 감도계수의 벡터를 전체 모드로 구한 감도계수행렬이다. 따라서 감도계수 행렬은 손상 전 고유벡터 행렬과 손상 후의 고유벡터 변화량 행렬로부터 구할 수 있다.

#### 3.2 손상 후 강성행렬의 변경량 해석

손상 후 변경된 강성행렬을 해석하기 위해 기존의 반복법 방법을<sup>(16)</sup> 사용하였다. 먼저 식 (11)에서 구한 감도계수와 손상 전 고유진동수들로부터 초기치  $\Delta K_{ii}^{(1)}$ ,  $\Delta K_{ij}^{(1)}$ 를 아래와 같이 구한다.

$$\Delta K_{ii}^{(1)} = \omega_i^2 - \omega_{oi}^2, \quad i = j \tag{12}$$

$$\Delta K_{ij}^{(1)} = \alpha_{ij}\omega_{oi}^2 + \alpha_{ji}\omega_{oj}^2, \quad i \neq j \tag{13}$$

여기서  $\omega_{oi}^2$ 와  $\omega_{oj}^2$ 는 손상 전  $i, j$ 의 고유진동수이고 식 (12), (13)으로부터 반복법을 사용하여 다음과 같이  $\Delta K_{ii}^{(m+1)}$ ,  $\Delta K_{ij}^{(m+1)}$ 을 구한다.

$$\begin{aligned} \Delta K_{ii}^{(m+1)} &= \omega_i^2 - \omega_{oi}^2 - 2\alpha_{ii}\omega_{oi}^2 - \sum_{k=1}^n \alpha_{ki} \Delta K_{ik}^{(m)} - \sum_{k=1}^n \alpha_{ki}^2 \\ &- \omega_{ok}^2 - \sum_{k=1}^n \alpha_{ki} \Delta K_{ki}^{(m)} - \sum_{q=1}^n \alpha_{qi} \sum_{k=1}^n \alpha_{ki} \Delta K_{qk}^{(m)} \end{aligned} \tag{14}$$

$$\begin{aligned} \Delta K_{ij}^{(m+1)} &= \alpha_{ij}\omega_{oi}^2 + \alpha_{ji}\omega_{oj}^2 - \sum_{k=1}^n \alpha_{kj} \Delta K_{ik}^{(m)} \\ &- \sum_{k=1}^n \alpha_{ki} \alpha_{kj} \omega_{ok}^2 - \sum_{k=1}^n \alpha_{ki} \Delta K_{jk}^{(m)} \\ &- \sum_{q=1}^n \alpha_{qi} \sum_{k=1}^n \alpha_{kj} \Delta K_{qk}^{(m)}, \quad i \neq j \end{aligned} \tag{15}$$

여기서  $\Delta K_{ij}^{(m+1)}$ 은 반복법으로 구한  $(m+1)$ 번째  $\Delta K_{ij}$ 이다.

$$\Delta K_{ij} = \{\phi_o\}_i^T [\Delta K] \{\phi_o\}_j \tag{16}$$

여기서  $\Delta K_{ij}$ 를 일반화된 강성 변경량(generalized stiffness variation)이라고 정의하면 식 (16)은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$[\phi_o]^T [\Delta K] [\phi_o] = [\Delta K_{ij}] \tag{17}$$

식 (18)에서 강성행렬 변경량은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$[\Delta K] = \{[\phi_o]^T\}^{-1} [\Delta K_{ij}] [\phi_o]^{-1} \tag{18}$$

여기서 식 (18)에서 구한  $[\Delta K]$  식 (7)에 있는 강성 행렬을 분석하면 각 요소에 대한 변경된  $\Delta K$ 를 구할 수 있다. 이  $\Delta K$ 를 식 (4)의 열과 행(row and column)을 비교하여 손상위치를 구하고  $\Delta K$  값을 비교하여 손상 정도를 예측한다.

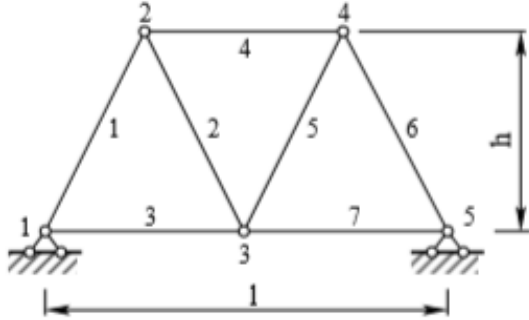


Fig. 2 Damage model in seven-bar truss

Table 1 Comparison of natural frequencies of truss before damage

Mode	Proposed $f_0$ (Hz)	Lahe <sup>(17)</sup> $f_0$ (Hz)	Midas /Gen $f_0$ (Hz)
1	193.02	193.02	193.02
2	200.81	200.81	200.81
3	455.67	455.67	455.67
4	589.33	589.33	589.33
5	603.91	603.91	603.91
6	686.98	686.98	686.98

Table 2 Comparison of natural frequencies of truss before and after damage

Mode	CASE 0 $f_0$ (Hz)	CASE 1 $f_1$ (Hz)	CASE 2 $f_2$ (Hz)
1	193.02	188.55	183.86
2	200.81	197.64	193.54
3	455.67	439.95	440.93
4	589.33	583.95	536.17
5	603.91	590.97	577.24
6	686.98	686.93	641.60

#### 4. 컴퓨터 모사 실험

Fig. 2에 손상에 사용된 트러스의 모델을 나타내었다<sup>(18)</sup>. 길이  $l=4.0$  m, 높이  $h=2.0$  m, 부재 단면적  $A=0.001$  m<sup>2</sup>, 세로탄성계수  $E=210$  GPa, 푸아송 비  $\nu=0.3$ , 밀도  $\rho=8000$  kg/m<sup>3</sup>이다. 경계조건은 1점, 5점 모두 x방향과 y방향의 이동을 구속시켰다. 시뮬레이션은 다음의 세 가지 경우를 하였다.

- 1) CASE 0: 손상 없는 경우
- 2) CASE 1: 1번 및 3번 요소의 세로탄성계수가 각각 10%, 20% 감소하는 경우
- 3) CASE 2: 2번, 4번 및 7번 요소의 세로탄성계수가 각각 10%, 15%, 25% 감소하는 경우

#### 5. 결과 및 고찰

##### 5.1 고유진동수 변화 검토

예제의 총자유도는 평면 트러스이고 절점이 5개이므로 10개이다. 총자유도는 1, 5번의 경계조건이 고정이므로 6개이며 고유진동수는 6개 존재하였다.

손상 전 트러스의 고유진동수를 Table 1에 비교하였다. 질량행렬 식 (5)를 사용하여 해석한 고유진동수를 기존논문<sup>(17)</sup>과 범용 구조해석 프로그램인 MIDAS/Gen을 사용해서 구한 논문을 비교하였다. 해석한 고유진동수가 기존논문과 MIDAS/Gen에서 구한 논문이 잘 일치하였다. 여기서  $f_0$ 는 손상 전 고유진동수이다.

Table 2은 질량행렬을 식 (5)를 사용하여 손상 전과 후의 고유진동수를 나타내 것으로 트러스에 손상이 발생하여 강성이 감소되었기 때문에 고유진동수가 낮아졌음을 알 수 있다. 여기서  $f_1$ 과  $f_2$ 는 각각 CASE 1과 CASE 2의 손상 후 고유진동수이다.

##### 5.2 고유벡터 검토

Fig. 3에 트러스의 손상이 발생하기 전 고유벡터를 1차에서 6차까지 나타내었으며 6개의 고유진동수가 존재하였다.

Table 3에 손상 전의 고유벡터를 나타내었다. 고유벡터는 식 (6)의 질량행렬을 단위행렬로 정규화하여 해석하였다. Table 4는 CASE 1일 때 고유진동수를 나타낸 표이며 Table 5는 CASE 2의 경우이다. 두 경우 모두 강성이 감소되어 고유벡터가 변경되었다.

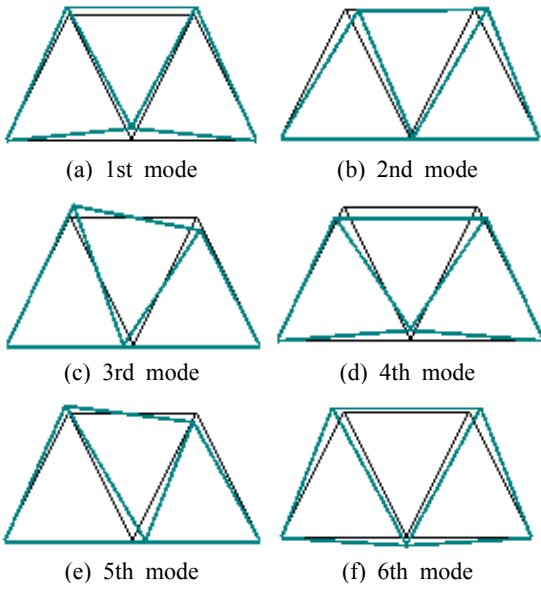


Fig. 3 Eigenvectors before damage of the truss

Table 3 Comparison of eigenvectors of 7 bar truss in CASE 0

Mode	Node					
	2		3		4	
	x	y	x	y	x	y
1	-0.0239	0.0944	0.0000	0.1436	0.0239	0.0944
2	0.1501	-0.0110	0.0373	0.0000	0.1501	0.0110
3	0.0420	0.1497	-0.1221	0.0000	0.0420	-0.1497
4	-0.0981	-0.1170	0.0000	0.1240	0.0981	-0.1170
5	0.0427	-0.1083	-0.1726	0.0000	0.0427	0.1083
6	0.1552	-0.0594	0.0000	0.1004	-0.1552	-0.0594

Table 4 Comparison of eigenvectors of 7 bar truss in CASE 1

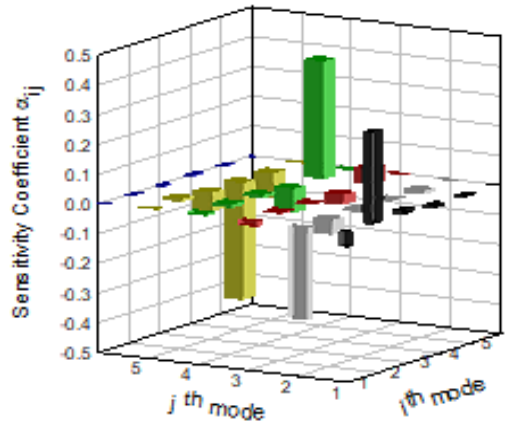
Mode	Node					
	2		3		4	
	x	y	x	y	x	y
1	0.0253	0.0907	0.0111	0.1353	0.0684	0.0912
2	0.1496	-0.0392	0.0386	-0.0450	0.1340	-0.0186
3	0.0489	0.1458	-0.1310	-0.0066	0.0405	-0.1411
4	-0.0718	-0.1476	-0.0693	0.1147	0.1102	-0.0648
5	0.0767	-0.0625	-0.1500	-0.0489	-0.0005	0.1552
6	0.1547	-0.0605	-0.0002	0.1009	-0.1548	-0.0594

### 5.3 감도계수의 해석

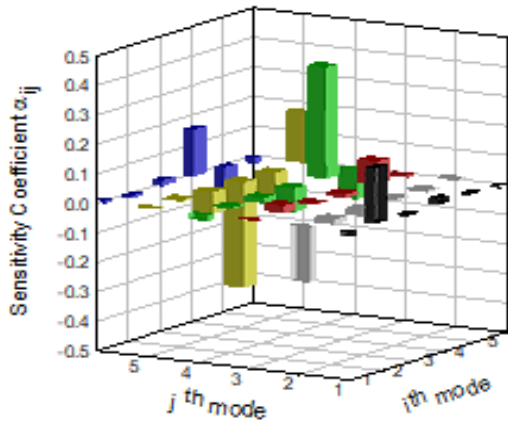
Fig. 4(a)에 CASE 1의 감도계수행렬을 나타내었다. 감도계수행렬은 트러스 손상 전 고유벡터 행렬  $[\phi_0]$  과 손상 후 고유벡터 변화량행렬  $[\Delta\phi]$  을 이용하여 구하였으며 식 (11)을 사용하였다. 최대값은  $\alpha_{54} = 0.3963$ 이고 최소값은  $\alpha_{45} = -0.3951$ 이었다. Fig. 7(b)는 CASE 2의 경우로 같은 방법으로 감도계수 행렬을 구하였으며 최대값은  $\alpha_{54} = 0.3769$ 이었고 최소값은  $\alpha_{45} = -0.3567$ 이었다.

### 5.4 손상위치와 손상정도 해석

손상위치와 손상정도를 해석하기 위해 먼저 식 (14), (15)와 Fig. 4의 감도계수행렬을 사용하여  $[\Delta K_{ij}]$  를 구하였으며 반복횟수는 강성의 변화량의 오차를 0.1% 이내로 예측하는 것을 기준으로 하였다. 해석 결과 CASE 1은 반복횟수가 27번 반복하였을 때 CASE 2



(a) Sensitivity coefficient of the CASE 1



(b) Sensitivity coefficient of the CASE 2

Fig. 4 Sensitivity coefficients after the damage

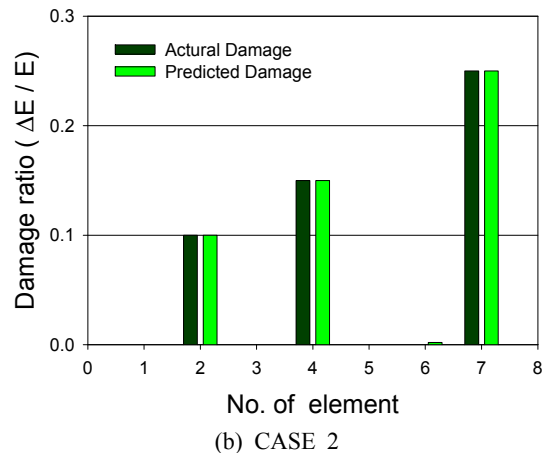
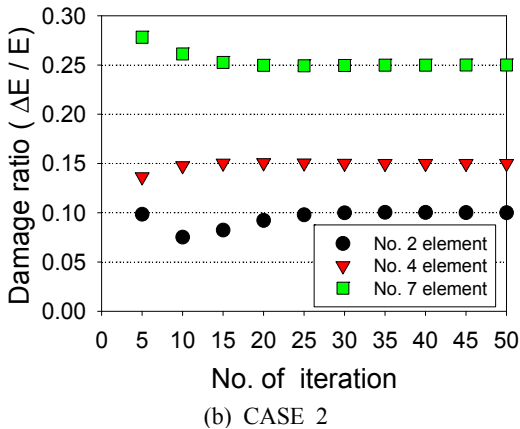
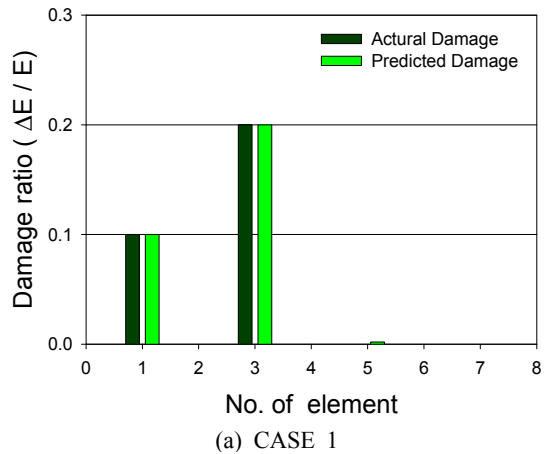
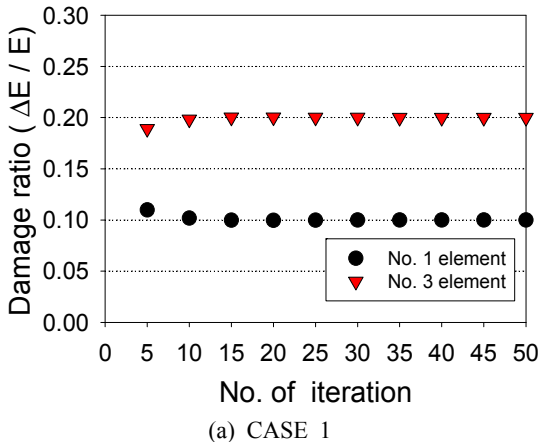
**Table 5** Comparison of eigenvectors of 7 bar truss in CASE 2

Mode	Node					
	2		3		4	
	x	y	x	y	x	y
1	0.0014	0.0874	0.0073	0.1424	0.0552	0.0946
2	0.1516	-0.0328	0.0407	-0.0257	0.1405	-0.0053
3	0.0489	0.1426	-0.1343	-0.0021	0.0492	-0.1382
4	-0.0912	-0.1470	-0.0630	0.1008	0.1202	-0.0598
5	0.0985	-0.0786	-0.1485	-0.0262	-0.0253	0.1421
6	0.1303	-0.0596	0.0182	0.1195	-0.1417	-0.0924

경우는 47번 반복하였을 때 오차가 0.1% 이내로 들어왔다. Fig. 5에 반복 횟수에 따라 손상 및 손상정도를 나타내었으며 반복횟수를 50회 하였다.

Fig. 5(a)는 CASE 1의 경우로 반복 횟수가 5회일 때 1번 요소의 손상비율을 0.109, 3번 요소의 손상비율을 0.189로 다소 오차가 있었으나 반복 횟수가 27회 이상에서 1번 요소는 0.100, 3번 요소는 0.200으로 정확히 예측하였다. Fig. 5(b)는 CASE 2의 경우로 반복 횟수가 5회일 때 2번, 4번, 7번 요소의 손상비율을 각각 0.098, 0.136, 0.278로 예측하여 오차가 있었으나 반복 횟수가 47회 이상에서는 각각 0.100, 0.150, 0.250로 예측하여 제안한 방법이 타당함을 알 수 있었다.

반복법으로 해석한  $\Delta K_{ij}$ 를 식 (17), (18)을 이용하여 강성변화량 행렬  $[\Delta K]$ 을 구하였다. 식 (8)과 비교하여 각 요소에 대한  $\Delta K$ 를 구하여 트러스의 손



**Fig. 5** Prediction of damage ratio according to the number of iteration

**Fig. 6** Comparison of actual and predicted damage

상의 위치와 손상 정도를 계산하였다. 손상비율(damage ratio)은  $\Delta E/E$ 로 정의하였으며  $\Delta E$ 와  $E$ 는 손상 후의 감소된 세로탄성계수 및 손상 전 세로탄성계수이다.

Fig. 6은 트러스 요소에 손상이 발생하였을 때 손상 정도를 예측한 그림이다. Fig. 6(a)는 CASE 1의 경우로 1번 요소의 손상정도를 10%, 3번 요소의 손상정도를 30%로 나머지 요소들은 손상정도가 없다고 예측하였다. Fig. 6(b)는 CASE 2의 경우로 2번 요소의 손상정도를 10%, 4번 요소의 손상정도를 15%, 7번 요소의 손상정도를 25%로 나머지 요소들은 손상정도가 없다고 예측하였다. 두 경우 모두 실제 주어진 트러스의 손상위치와 크기를 정확히 예측하였다.

## 6. 결 론

트러스에 손상발생 전과 후의 고유진동수와 고유벡터의 변화를 사용하여 손상을 탐지한 결과 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 트러스 손상 전과 후의 고유벡터와 고유벡터 변화량을 이용하여 감도계수 행렬을 구하는 방법을 제안하였다.

(2) 강성행렬 변화량을 감도계수 행렬의 반복법을 사용하여 구하고 이를 이용하여 트러스의 손상 위치와 손상정도를 예측하는 방안을 제안하였다.

(3) 제안한 방법을 트러스에 적용한 결과 손상위치와 손상정도를 정확히 예측하여 제안된 방법이 타당함을 알 수 있었다.

## 후 기

이 연구는 2017학년도 경기대학교 학술연구비(일반연구과제) 지원에 의하여 수행되었음.

## References

(1) Cawley, P. and Adams. R. D., 1979, The Location of Defects in Structures from Measurement of Natural Frequency, *Journal of Strain Analysis for Engineering Design*, Vol. 14, No. 2, pp. 49~57.  
 (2) Hassiotis, S. and Jeong, G. D., 1995, Identification of Stiffness Reduction Using Natural frequencies, *Journal of Engineering Mechanics*, Vol. 121, No. 10, pp. 1106~1113.

(3) Lew, J. S., 1995, Using Transfer Function Parameter Changes for Damage Detection of Structures, *AIAA Journal*, Vol. 33, No. 11, pp. 2189~2193.  
 (4) Valkil-Baghmisheh, M. T., Peimani, M. H., Sadeghi, M. H. and Eitffagh, M. M., 2008, Crack in Beam-like Structure Using Genetic Algorithms, *Applied Soft Computing*, Vol. 8, No. 2, pp. 1150~1160.  
 (5) Nikolakopoulos, P. G., Katsareas, D. E. and Papadopoulos, C. A., 1997, Crack Identification in Frame Structures, *Computers and Structures*, Vol. 64, No.1~4, pp. 389~406.  
 (6) Cerri, M. N. and Vestroni, F., 2000, Detection of Damage in Beams Subjected to Diffused Cracking, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 234, No. 2, pp. 259~276.  
 (7) Liu, G. R. and Chen, S. C., 2002, A Novel Technique for Inverse Identification of Distributed Stiffness Factor in Structures, *Journal of Structural Engineering*, Vol. 254, No. 2, pp. 823~835.  
 (8) Maity, D. and Tripathy, R. R., 2005, Damage Assessment of Structure from Changes in Natural Frequencies Using Genetic Algorithm, *Structural Engineering and Mechanics*, Vol. 19, No. 1, pp. 21~42.  
 (9) Sahoo, B. and Maity, D., 2007, Damage Assessment of Structures Using Hybrid Neuro-genetic Algorithm, *Applied Soft Computing*, Vol. 7, No. 1, pp. 89~104.  
 (10) Mehrjoo, M., Khaji, N., Moharrami, H. and Bahreininejad, A., 2008, Damage Detection of Truss Bridge Joints using Artificial Neural Networks, *Expert Systems with Applications*, Vol. 35 pp. No. 3, 1122~1131.  
 (11) Lim, T. W. and Kashangaki, T. A., 1994, Structural Damage Detection of Space Truss Structures Using Best Achievable Eigenvectors, *AIAA Journal*, Vol. 32, No. 5, 1049~1057.  
 (12) Liu, P. L., 1995, Identification and Damage Detection of Trusses Using Modal Data, *Journal of Structural Engineering* Vol. 121, No. 4, pp. 599~608.  
 (13) Son, I. S., Ahn, S. J. and Yoon, H. I., 2009, Study on Detection of Crack and Damage for Cantilever Beams Using Vibration Characteristics, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 19, No. 9, pp. 935~942.  
 (14) Kaveh, A. and Zolghadr, A., 2012, Damage Detection of Truss Structures Using an Improved Charged System Search Algorithm, *Proceedings of the Eleventh*

International Conference on Computational Structures Technology, paper 82.

(15) Fox, R. L. and Kapoor, M. P., 1968, Rates of Change of Eigenvalues and Eigenvectors, AIAA Journal, Vol. 6, No. 12, pp. 2426-2429.

(16) Kim, J. H., Lee, J. W. and Lee, J. Y., 2015, Multi-crack Detection of Beam Using the Change of Dynamic Characteristics Prediction of Modified Structural Natural Frequencies and Modes Using Iterative Sensitivity Coefficient, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 25, No. 11, pp. 731-738.

(17) Lahe, A., Braunbruck, A. and Klauson, A., 2019, An Exact Solution of Truss Vibration Problems,

Proceedings of the Estonian Academy of Sciences, Vol. 68, No. 3, pp. 244-263.

---



**Jung Youn Lee** is Professor of Dept. of Mechanical System Engineering at Kyonggi University, where he has been since 1996. He received a B.S., an M.S. and his Ph.D. from Hanyang University in 1979, 1989 and 1992 respectively. His research interests are in System Identification, Structural Modification, Inverse Problem, Modal Analysis and Sensitivity Analysis of Vibration.

## Information for Authors/논문원고 집필요강

- (1) Papers should contain new results of original research and academic contribution to noise and vibration engineering, which hasn't been submitted or published in any other journals.  
논문집의 내용은 타 잡지에 투고 또는 발표되지 않은 것으로 소음진동공학과 관련하여 독창적이며 학문적 가치가 높은 것으로 한다.
- (2) Authors who want to submit the paper should be the member of the Korean Society of Noise and Vibration Engineering. However, exceptional case can be made by the society.  
논문집에 원고를 투고하고자 하는 자는 한국소음진동공학회 회원을 원칙으로 한다. 단 본 학회에서 인정한 경우는 예외로 한다.
- (3) The manuscript should be written in Korean but English can be accepted.  
논문집의 원고는 국어를 원칙으로 하나 경우에 따라 영어로 할 수 있다.
- (4) The acceptance date is the date on that the society office receives the paper. The paper can be cancelled if the revised paper hasn't been returned to the office within one month after the paper was sent to authors for revision.  
원고의 접수일은 본 학회에서 접수한 날로 한다. 단 내용의 수정·보충 등의 요구된 원고가 본 학회에서 발송한 날로부터 1개월 이내에 회송되지 않을 경우에는 취소 할 수 있다.
- (5) Authors are responsible for the content of the paper. The copyright of all papers submitted to the journal is transferred to the Korean Society of Noise and Vibration Engineering and authors should submit the consent form(statement of copyright transfer). And it must comply with the code of ethics, research ethics and committee regulations.  
원고내용의 책임은 저자가 지며, 제출된 모든 논문의 저작권양도동의서 제출을 통해 저작권을 한국소음진동공학회로 양도함을 동의하고, 윤리헌장, 연구윤리 및 위원회 운영 규정을 준수하여야 한다.
- (6) The corresponding author should be a senior member among authors. If the corresponding author's affiliation is university, he(she) should be a professor. If the corresponding author's affiliation is research institute, he(she) should be a team leader.  
논문의 교신저자는 저자중 선임자로 하며, 저자의 소속이 학교인 경우 교수, 연구소 등은 팀장급 이상을 기준으로 한다.
- (7) The decision on the selection of the paper follows the paper review rules.  
원고의 채택여부는 별도로 정한 논문심사규정에 따른다.
- (8) Authors of the paper should provide the paper processing fee and publication fee.  
논문원고의 저자는 논문게재회비 규정에 따라 소정의 논문관리회비 및 게재회비를 납부해야 한다.



## Guide for Authors/논문원고 집필요령

- (1) The manuscript should follow the format(can be downloaded from the web site). The paper can be typed with HWP or MS-Word. The paper should be submitted on-line.  
논문원고는 정해진 규격 사이즈로 우리 학회 논문원고 양식(홈페이지에서 다운로드)에 의해 hwp 또는 MS-word로 작성하고, 학회 홈페이지 논문·투고 심사에서 제출한다.
- (2) The paper should be written in Korean. However, the original terminology can be typed side by side with parenthesis to avoid confusion. The loanword orthography follows the government guideline.  
논문원고의 용어는 국어로 작성하는 것을 원칙으로 하며, 의미의 혼동이 있을 경우 ( )안에 원어로 병기할 수 있으며, 외래어 표기는 정부안에 따른다.
- (3) The manuscript should be organized in the following order: (1) Title (2) Name(s) of author(s) and his/her (their) complete affiliation(s) (3) Key words (4) Abstract (5) Nomenclature (6) Introduction (7) Main body (8) Conclusion (9) References (10) Appendices.  
논문의 체제는 다음에 따름을 원칙으로 한다. (1) 제목 (2) 저자명 (3) 주요기술용어(key word) (4) 초록 (5) 기호설명 (6) 서론 (7) 본론 (8) 결론 (9) 참고문헌 (10) 부록 등
- (4) The title should be concise and consist of Korean and English titles. The name of authors should also consist of Korean and English names.  
논문의 제목은 간결하게 표시하며 국문과 영문제목을 병기한다. 저자명도 국문과 영문으로 병기한다.
- (5) The abstract should be written in Korean and English not exceeding 600 characters or 250 words.  
초록은 국어와 영어로 각각 600자 또는 250단어 범위내에서 작성한다.
- (6) The number should be written in Arabic numeral and the SI unit system should be used.  
숫자는 아라비아 숫자를 사용하며, 수량 단위는 되도록 SI 단위를 사용한다.
- (7) Tables and figures of the paper should be arranged in order and inserted into the main body. The title and content of table and figure should be written in English.  
논문중의 표 및 그림은 해당면 상단 또는 하단에 순서에 의해 삽입하며, 그 제목과 내용은 영어로 표기함을 원칙으로 한다.
- (8) Use the following formats for journal articles and books as References.  
참고문헌의 구성은 정기간행지의 경우는 저자명, 발간년, 제목명, 지명, 권·호번호, 페이지번호의 순으로 기재하고, 단행본의 경우는 저자명, 발간년, 서명, 권번호 출판사명, 출판사소재지명, 국적, 페이지번호순으로 기재하며, 그 전부를 본문내의 인용번호 순으로 다음과 같은 요령으로 본문 말미에 영문으로 기재하며, 인용문헌 1개 이상은 한국소음진동공학회논문집에서 인용토록 한다.  
(1) Cooley, J. W. and Tukey, J. W., 1965, An Algorithm for the Machine Calculation of Complex Fourier Series, Mathematics of Computation, Vol. 19, No. 4, pp. 297~308.  
(2) Meirovitch, L., 1980, Computational Methods in Structural Dynamics, Sijthoff and Noordhoff, Maryland, chap. 5.
- (9) References should be cited as follows.  
본문에서 참고문헌 인용은 다음과 같이 한다.  
(1) Lee and Park<sup>(1)</sup>...  
(2) ... solved by the Rayleigh-Ritz method<sup>(2)</sup>.
- (10) The original paper should contain names(both in Korean and English), affiliations, the name of corresponding author including address, phone number, fax number and email address.  
신규 논문투고시 논문정보에는 저자명(국·영문), 저자 근무처 및 소속을 기재하며, 저자(공저일 경우 주저자 <교신저자> 즉 Corresponding Author)의 주소 및 전화번호(FAX 포함), E-mail주소를 명확히 기재한다.
- (11) The final manuscript accepted for publication should be submitted to the editor office through the society web site.  
심사 후 최종 채택된 논문원고는 학회 홈페이지(학회논문관리시스템)을 통해 학회 사무국에 제출한다.

Checklist for Original Article | 저자점검표

Title of the manuscript | 논문 제목 : \_\_\_\_\_

Please check below items as ✓ mark before submission of the manuscript. | 각 항목을 확인하고 ✓표시를 하십시오

1. General guidelines | 원고 일반

- Manuscript contained ① one original manuscript, ② statement of copyright transfer, ③ Checklist for Original Article and was attached. | 원고는 ① 원본 1부, ② 저작권 양도 동의서, ③ 저자점검표를 첨부하였는가?
- Manuscript should follow the format (can be downloaded from the web site). The paper can be typed with HWP or MS-Word. | 논문은 정해진 규격 사이즈로 우리 학회 논문원고 양식(홈페이지에서 다운로드)에 의해 hwp 또는 MS-word로 작성되었는가?
- The manuscript should be organized in the following order: (1) Title (2) Name(s) of author(s) and his/her (their) complete affiliation(s) (3) Key words (4) Abstract (5) Nomenclature (6) Introduction (7) Main body (8) Conclusion (9) References (10) Appendices. | 논문의 체제는 (1)제목, (2)저자명, (3)주요기술용어(key word), (4)초록, (5)기호설명, (6)서론, (7)본론, (8)결론, (9)참고문헌, (10) 부록 등을 따랐는가?
- Main text consisted of introduction, subjects and methods, and results and discussion in separate pages. | 본문은 서론, 대상 및 방법, 결과, 고찰을 독립하여 구성하였는가?
- The paper should be written in Korean. However, the original terminology can be typed side by side with parathesis to avoid confusion. The loanword orthography follows the government guideline. | 학술용어는 국어로 작성하는 것을 원칙으로 하고, 의미의 혼동이 있을 경우 ( )안에 원어로 병기하였으며, 외래어 표기는 정부안에 따랐는가?

2. Cover page | 표지

- Title, name of authors, affiliation was described both in English and in Korean. | 표지에는 논문의 제목과 모든 저자명 및 소속을 국문과 영문으로 기록하였는가?
- In lower area of cover page, the name, address, email, telephone, fax of the corresponding author were described. | 표지 하단에 책임저자의 성명, 소속, 주소 및 연락처(전화, 팩스, E-mail주소)를 명확히 기재하였는가?

3. Abstract | 초록

- The abstract should be written in Korean and English not exceeding 600 characters or 250 words. | 초록은 국어와 영어로 각각 600자 또는 250단어 범위 내에서 작성하였는가?

4. Main text | 본문

- Main text was written in order of introduction, main body(include Figure, Table), conclusion. | 본문의 순서는 서론, 본론(표, 그림), 결론을 따랐는가?
- References should be cited as follows. | 본문에 인용한 참고문헌은 논문원고 집필요령의 방법을 준수하였는가?

5. References | 참고문헌

- Every articles in references were cited in the main text. | 본문에 인용되어 있는가?
- References were numbered according to numeric order. | 참고문헌은 인용된 순서로 (1), (2), (3)으로 정리하였는가?
- All references were written in English. | 참고문헌은 모두 영문으로 표기하였는가?
- The paper from “Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering” was cited if the content is relevant. | “한국소음진동공학회논문집”에 수록된 문헌을 인용한 것이 있는가?
- Use the following formats for journal articles and books as References. | 참고문헌 작성법은 논문원고 집필요령(정기간행지 : 저자명, 발간년, 제목명, 지명, 권·호번호, 페이지번호의 순 / 단행본 : 저자명, 발간년, 서명, 권번호 출판사명, 출판사 소재지명, 국적, 페이지번호)을 준수하였는가?

6. Tables and figures | 표와 그림

- Titles and legends of tables and figures were written in English. | 모든 표와 그림의 제목과 설명은 영문으로 작성되었는가?
- Figures were in required format. | 사진은 정해진 규격에 맞게 별도로 제출하였는가?
- Tables and figures of the paper should be arranged in order and inserted into the main body. | 표 및 그림은 해당면 상단 또는 하단에 순서에 의해 삽입하였는가?

Statement of Copyright Transfer | 저작권양도동의서

Title | 논문의 제목 : \_\_\_\_\_

Author(s) | 저자(들) : \_\_\_\_\_

I(We) hereby certify that I(We) agreed to submit the manuscript entitled as above to the Korean Society for Noise and Vibration Engineering with the following statements. 저자들은 별첨의 “저작권 양도 동의의 내용 및 조건”에 기술되어 있는 설명을 읽고 본인들의 논문이 한국소음진동공학회논문집에 게재됨과 동시에 위 논문에 대한 저작권을 사단법인 한국소음진동공학회로 양도함을 동의합니다.

Author’s signature | 대표저자의 서명 : \_\_\_\_\_  
(the owner of copyright)

Author(name) | 성명 :

Position | 직위 :

Affiliation | 소속 :

Date | 서명한 날짜 :

사단법인 한국소음진동공학회 편집위원장 귀하

Editor-in-chief of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering

\* Please send this form to by fax at +82-2-3474-8004 or a scanned copy of the signed original by e-mail at editor@ksnve.or.kr

Authors are hereby granted the right to/저작권 양도 동의의 내용 및 조건

1. The submitting/corresponding author warrants that

- (1) This contribution is original, that he/she has full power to make this grant, that he/she has not granted or assigned any rights in the article to any other person or entity, that the article is copyrightable, and that it does not infringe upon any copyright, trade mark, patent or statutory right.
- (2) Authors may reproduce the manuscript for course teaching or private purpose like author’s career, research reports or unprofitable advertisement.
- (3) To post a copy of the manuscript as accepted for publication after peer review on the author’s own web site, or the author’s institutional repository, or the author’s funding body’s archive which is cited on manuscript.
- (4) To use a copy of the manuscript for materials of the presentation of research, workshop, author’s lecture or book writing.

2. The condition for the author’s right

- (1) Using a copy of the manuscript for permitted purpose, it must be cited that copyright belongs to The Korean Society for Noise and Vibration Engineering.
- (2) To commercialize the manuscript, the author can’t transfer copyright to a profit-making organization. Only, it is acceptable in case of 1(1).

3. The authors warrant and certify that

- (1) The author who has signed this agreement has full right, power and authority to enter into this agreement on behalf of all of the authors and the organizations they belong to.
- (2) Despite this agreement, if the government of the Republic of Korea and the author’s funding body want to exercise copyright of the manuscript, there is no restriction.
- (3) Signing up this agreement, the author promises that the manuscript wasn’t published in other forms except the presentation form at symposium and doesn’t include any illegal content which violates copyrights of any authors.
- (4) Although all or part of the manuscript is used for commercial purpose before the publication on KSNVE journal, all or part of the published contents can’t be revised after the publication for commercial use.
- (5) Signing up this agreement means that the author reads, fully understands and agrees on all contents of statement.

1. 본 양식에 의한 저작권 양도 후에 저자가 가지는 권리

- (1) 논문의 내용으로 기술된 특허, 등록상표, 독창적인 신기술, 연구 기법 및 응용에 관한 권리 및 기타 법으로 보장된 권리.
- (2) 저자가 저자의 논문을 교육을 위한 교재로 사용하거나 저자의 취직, 진급, 연구계획서 및 연구보고서의 작성, 연구 결과의 비수익성 광고 등 개인적인 목적으로 사용하기 위한 복사, 복제 및 인쇄를 할 권리.
- (3) 저자가 소속된 기관 및 단체, 연구비를 지원하고 그 사실이 논문에 표시된 단체, 저자의 개인 WEB SITE에 논문의 전문 혹은 일부를 게재하고 배포할 권리.
- (4) 저자가 교과서 등 서적과 종설의 기술, 저자에 의한 강의, 연구발표 및 워크샵 등을 위한 교재 제작을 위하여 논문의 전부 혹은 일부를 사용할 권리.

2. 본 양식에 의한 저작권 양도 후에 저자가 가지는 권리를 행사하기 위한 조건

- (1) 위에 허락된 목적으로 논문의 전부 혹은 일부를 사용할 경우에는 반드시 저작권이 사단법인 한국소음진동공학회에 속함을 표시하여야 한다.
- (2) 논문을 상품화하기 위하여 논문에 대한 권리를 영리단체에 양도할 수 없다. 단, 1(1)의 권리를 행사하는 경우에는 그렇지 아니하다.

3. 저작권의 소유 및 서명에 대한 기타 조건

- (1) 저자 중 1인(논문에 대한 책임을 질 수 있는 저자)이 모든 저자와 이들 저자가 속한 기관 또는 단체의 저작권 담당자를 대표하여 본 저작권 양도 동의서에 서명하여야 한다.
- (2) 본 저작권 양도 동의에도 불구하고 대한민국 정부 또는 연구비를 지원한 기관 및 단체가 본 논문에 대한 저작권을 행사하고자 하는 경우에는 그 행사를 제한하지 아니한다.
- (3) 본 저작권 양도 동의서에 서명함으로써 저자는 본 논문이 학술대회에서의 발표를 제외한 다른 형태로 투고 또는 발간되지 않았으며, 타인의 저작권을 침해하는 불법적인 내용을 포함하지 않았음을 서약한다.
- (4) 논문의 전부 혹은 일부가 학회 논문집에 게재되기 전에 어떠한 형태로든 상업적인 목적으로 제작되거나 유포된 경우라도 게재 이후에는 상업적인 목적을 위하여 발간된 내용의 전부 혹은 일부를 포함하는 새로운 내용으로 변경하여 제작하거나 유포할 수 없다.
- (5) 본 저작권 양도 동의서에 서명하는 것은 저자가 본 저작권 양도 동의서에 기재된 모든 내용을 읽고, 그 내용을 이해하였으며, 그 내용에 동의하는 것을 의미한다.

Korean Society for Noise and Vibration Engineering  
**Research Ethics and Ethics Committee Regulations**

한국소음진동공학회

연구윤리 및 윤리위원회 운영 규정

- (1) (Purpose) This provision is subject to the code of ethics of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering(KSNVE), which publishes and presents academic activities such as research ethics and the establishment of relationships in KSNVE. The purpose of this document is to set forth the terms of the research ethics committee for operational sanctions.

(목적) 본 규정은 한국소음진동공학회(이하 “학회”라 한다)의 윤리헌장에 따라 학회에서의 출판과 발표 등 학술활동과 관계되는 연구윤리의 확립, 연구발표 부정행위의 예방과 검증, 제재를 위한 연구윤리위원회(이하 “위원회”라 한다) 구성과 운영에 관한 사항을 규정함을 목적으로 한다.

- (2) (Configuration and Functions) ① The committee shall be composed of one chairman, one secretary, and five committee members. ② Chairman and members shall be elected by the board of directors and appointed by the KSNVE president. ③ The terms of the chairman and members are two years, and both can be reappointed. ④ The chairman shall represent the committee and oversees the work of the ethics of the KSNVE.

(위원회의 구성 및 직무) ① 위원회는 위원장 1명과 간사 1명, 위원 5명으로 구성한다. ② 위원장 및 위원은 이사회에서 선출하며 회장이 임명한다. ③ 위원장 및 위원의 임기는 2년으로 하며 연임할 수 있다. ④ 위원장은 위원회를 대표하고 학회의 윤리에 관한 업무를 총괄한다.

- (3) (Function) The committee shall work with the following contents: (1) Research and prosecute established ethics, (2) Prevent and contain research misconduct, (3) Research misconduct deliberation and voting, (4) Report results to the board of directors for decisions and sanctions more on cheaters, (5) Provide more details on the improvement and promotion of research ethics.

(위원회의 기능) 위원회는 다음의 내용으로 활동한다. 1) 연구윤리 수립 및 추진. 2) 연구 부정행위의 예방과 방지. 3) 연구 부정행위 심의 및 의결. 4) 부정행위자에 대한 제재내용 결정 및 이사회에 결과보고. 5) 기타 연구 윤리의 개선 및 증진에 관한 사항

- (4) (Convening and Voting) ① The committee shall be convened as necessary by the chairman. The vote in favor of 2/3 of registered members. ② The details that have passed the vote shall be notified to the suspect of misconduct (defendant) and the defendant's opinion must be received as a written plea within 10 days. ③ The committee shall review the explanatory materials received from the person suspected of misconduct. The ever need to listen to your thoughts when the final vote. ④ The details that have passed the vote shall be reported to the board of directors to reach a final decision. ⑤ When judged necessary, the chairman may listen to comments from outsiders or non-members. ⑥ The presented details of attendees or the details of meeting from the committee shall be kept confidential as a general rule.

(위원회 소집 및 의결) ① 위원회는 위원장이 필요에 따라 소집하며, 재적위원 2/3의 찬성으로 의결한다. ② 의결된 내용은 부정행위 의심자(피 제소자)에게 통보하고 10일 이내에 서면으로 소명 의견을 받아야 한다. ③ 위원회에서는 부정행위 의심자로부터 받은 소명자료를 검토하거나 필요시 의견을 청취하여 최종 의결토록 한다. ④ 의결된 내용은 이사회에 보고하여 최종 결정한다. ⑤ 위원장이 필요하다고 판정할 경우, 외부 인사나 위원이 아닌 자의 의견을 청취할 수 있다. ⑥ 위원회에서 참가자 발표내용 및 회의내용은 비공개를 원칙으로 한다.

- (5) (Scope of Research Publication Misconduct) ① "Plagiarism" refers to the act of theft without quoting such information or the results of the research of others without revealing the source. ② "Falsification" or "alteration" is the use of another person's or one's own research results of operations or strain, says the act of distortion. ③ "Duplicate publication" stands for the act of publishing the same details in two or more journals. ④ "Wrongful inscription of author" stands for the action of putting on someone who has not contributed to the research as an author. ⑤ Others say the unacceptable range.

(연구발표 부정행위의 범위) ① “표절”이란 출처를 밝히지 않은 채 타인의 연구내용이나 결과 등을 인용치 않고 도용하는 행위를 말한다. ② “위조” 및 “변조”란 타인이나 자기 자신의 연구자료 결과의 조작이나 변형, 왜곡하는 행위를 말한다. ③ “이중게재”란 2개 이상의 학술지에 동일한 내용을 게재하는 행위를 말한다. ④ “부당한 저자표기”란 연구에 기여하지 않은 자를 저자로 올리는 행위를 말한다. ⑤ 기타 용인할 수 없는 범위를 말한다.

- (6) (Informing and Notifying Research Misconduct) ① The contents of research misconduct are limited to the publications "Journal of KSNVE" and "Trans. Korean Soc. Noise Vib. Eng." ② The report of research misconduct must be submitted in writing accompanied by the relevant data in accordance with the five W's and one H. ③ The committee then received a report that information within three months of deliberations to finalize the report to the board of directors. ④ The final content as determined by the board of directors shall notify the informant and the malfeasant within 10 days and posted on the KSNVE homepage. ⑤ The end result regarding the misconduct should not be released to the public before finalized.

(연구 부정행위의 제보 및 통보) ① 연구 부정행위의 내용은 한국소음진동공학회는문집과 학회지(소음·진동)에 발표된 간행물에 한한다. ② 연구 부정행위의 제보는 육하원칙에 따라 관련 자료를 첨부하여 서면으로 제출하여야 한다. ③ 위원회는 제보가 접수된 후 3개월 내에 심의 내용을 확정하여 이사회에 보고하여야 한다. ④ 이사회에서 최종 결정된 내용은 10일내에 제보자와 부정행위자에게 통보하고 학회 홈페이지를 통해 공지한다. ⑤ 연구 부정행위에 대한 최종결과가 확정되기 전에는 외부에 공개되어서는 안된다.

- (7) (Sanctions for Research Misconduct) ① For authors whose research misconduct has been confirmed, punishment may be selected to be imposed on each case after being reviewed by the committee and considering the severity of misconduct determined by the committee: 1) Cancellation of publications published by the KSNVE for the announcement study, 2) Prohibition for five years from contributing "Journal of KSNVE" and "Trans. Korean Soc. Noise Vib. Eng.", 3) Prohibition for five years from attending the KSNVE Conference, 4) Notification of the details of misconduct to the institution, 5) Disqualification of society members. ② If a caller has intentionally and falsely reported a violation, according to the decision of the committee, the committee may impose the same sanctions and level as described in "Sanctions for Research Misconduct."

(연구 부정행위에 대한 제재) ① 연구 부정이 확인된 저자에게는 위원회 결정에 따라 부정행위의 경중을 고려하여 다음의 제재를 선택하여 가할 수 있다. 1) 해당 발표연구물에 대한 학회 간행물에 게재취소. 2) 5년간 학회의 논문집과 학회지에 투고금지. 3) 5년간 학회 학술대회 발표금지. 4) 부정행위자 소속기관에 부정행위 내용 통보. 5) 학회 회원자격 박탈 ② 제보자가 고의로 허위제보를 하였을 경우 위원회의 결정에 따라 연구 부정행위자 수준과 동일한 제재를 가할 수 있다.

This regulation shall enter into force on October 24, 2008 (enactment)

본 규정은 2008년 10월 24일부터 시행한다(제정)

# The Charter of Ethics for the KSNVE

## 한국소음진동공학회 윤리헌장

All members of “The Korean Society for Noise and Vibration Engineering” should perceive that our researches improve the quality of life of human and have a great influence on community. Also we should cherish harmonious and tranquil life, living together with neighbors and nature. Therefore, all members of KSNVE should have higher moral sense and behave honestly and fairly to maintain authority, honor and dignity.

한국소음진동공학회의 모든 회원은 삶의 질을 향상시키며 생활환경에 큰 영향을 주는 것을 인식하고, 우리의 이웃 및 자연과 더불어 사는 조화롭고 정온한 삶을 소중히 여긴다. 이에 모든 회원은 전문가로서의 높은 윤리의식을 가지고 권위, 명예, 위엄을 지킬 수 있도록 정직하고 공정하게 행동한다.

1. Authors should use their own knowledge and technology to improve the quality of life of human.  
우리는 인류의 삶의 질 향상을 위하여 자신의 지식과 기술을 사용하고 기여하여야 한다.
2. Through the activities of KSNVE, authors should contribute to the development of Noise and Vibration Engineering and industry and make efforts to promote the public interest for tranquil life. In addition, they should devote themselves to their field and strive to boost competitiveness and the authority as experts on Noise and Vibration Engineering.  
우리는 학회활동을 통하여 정온한 삶을 위해 소음진동공학과 산업 발전에 기여하고 공익 증진에 노력하여야 한다. 또한 소음진동공학 전문가로서 자기분야에 성실히 봉사하고 경쟁력과 권위를 높이기 위해 노력하여야 한다.
3. Authors should behave honestly and fairly for education, research and real participation according to their scholastic conscience and ethic.  
우리는 교육, 연구 활동 및 결과 발표 그리고 현실 참여에 있어 정직하고 공정하게 처신 하며, 윤리성과 학자적 양심에 충실하여야 한다.
4. Authors should not behave against the purpose of the foundation of the society.  
우리는 학회의 설립목적에 반하고 훼손하는 제반활동을 하여서는 아니 된다.
5. Authors must not have presented portions of another’s work or data as their own under any circumstances.  
우리는 타인의 연구나 주장의 일부분을 자신의 연구나 주장인 것처럼 논문이나 저술에 제시해서는 안 되며, 타인의 연구 및 개발실적을 존중하여야 한다.
6. Manuscripts submitted for consideration for publication in KSNVE are not to be used as a platform for commercialism or unjust means.  
우리는 연구수행과 관련하여 취득한 정보를 이용하여 부당하거나 부적절한 이득을 추구 하여서는 아니된다.
7. Every manuscript received is to be reviewed fairly by reviewer’s conscience as a scholar. And Ethics Committee deliberate and decide on all matters related to research misconduct.  
논문 및 연구관련 심사와 자문을 하는 회원은 오로지 학문적 양심에 따라 공정하게 심사하여야 한다.

(제정 : 2007. 09. 14, 선포 : 2007.11.15)

Research and Publication Ethics | 연구출판윤리

All members of "The Korean Society for Noise and Vibration Engineering" should perceive that our researches improve the quality of life of human and have a great influence on community. Also we should cherish harmonious and tranquil life, living together with neighbors and nature. Therefore, all members of KSNVE should have higher moral sense and behave honestly and fairly to maintain authority, honor and dignity. | 한국소음진동공학회 회원은 삶의 질을 향상시키며 생활환경에 큰 영향을 주는 것을 인식하고, 우리의 이웃 및 자연과 더불어 사는 조화롭고 정온한 삶을 소중히 여긴다. 이에 모든 회원은 전문가로서의 높은 윤리의식을 가지고 권위, 명예, 위업을 지킬 수 있도록 정직하고 공정하게 행동한다.

Authorship | 저자의 윤리의식

- 1) Authors should use their own knowledge and technology to improve the quality of life of human. | 우리는 인류의 삶의 질 향상을 위하여 자신의 지식과 기술을 사용하고 기여하여야 한다.
- 2) Through the activities of KSNVE, authors should contribute to the development of Noise and Vibration Engineering and industry and make efforts to promote the public interest for tranquil life. In addition, they should devote themselves to their field and strive to boost competitiveness and the authority as experts on Noise and Vibration Engineering. | 우리는 학회활동을 통하여 정온한 삶을 위해 소음진동공학과 산업 발전에 기여하고, 공익 증진에 노력하여야 한다. 또한 소음진동공학 전문가로서 자기분야에 성실히 봉사하고 경쟁력과 권위를 높이기 위해 노력하여야 한다.
- 3) Authors should behave honestly and fairly for education, research and real participation according to their scholastic conscience and ethic. | 우리는 교육, 연구 활동 및 결과 발표 그리고 현실 참여에 있어 정직하고 공정하게 처신하며, 윤리성과 학자적 양심에 충실하여야 한다.
- 4) Authors should not behave against the purpose of the foundation of the society. | 우리는 학회의 설립목적에 반하고 훼손하는 제반활동을 하여서는 아니 된다.

Duplicate Publication of Data | 논문 이중 게재

Papers should contain new results of original research and academic contribution to noise and vibration engineering, which hasn't been submitted or published in any other journals. Also the published paper to this journal should not be submitted or published in any other journals. | 논문집의 내용은 타 잡지에 투고 또는 발표되지 않은 것으로 소음진동공학과 관련하여 독창적이며 학문적 가치가 높은 것으로 한다. 한국소음진동공학회 논문집에 게재된 논문은 이후 타 잡지에 투고 또는 발표를 금한다.

Plagiarism | 표절

Authors must not have presented portions of another's work or data as their own under any circumstances. | 타인의 연구나 주장의 일부분을 자신의 연구나 주장인 것처럼 논문이나 저술에 제시해서는 안 되며, 타인의 연구 및 개발실적을 존중하여야 한다.

Policy on Commercialism | 부당 이득

Manuscripts submitted for consideration for publication in KSNVE are not to be used as a platform for commercialism or unjust means. | 연구수행과 관련하여 취득한 정보를 이용하여 부당하거나 부적절한 이득을 추구하여서는 아니된다.

Review | 심사

Every manuscript received is to be reviewed fairly by reviewer's conscience as a scholar. And Ethics Committee deliberate and decide on all matters related to research misconduct. | 논문 및 연구관련 심사와 자문을 하는 회원은 오로지 학문적 양심에

따라 공정하게 심사하여야 한다. 기타 연구 부정행위에 관련된 모든 사항은 윤리위원회가 심의 및 결정한다.

Peer Review | 전문가심사 과정

Every manuscript received is reviewed by the writing guidelines and instructions of KSNVE. With editing team's decision, three peer reviewers are selected. The editorial director should ask a review to selected reviewers in 10 days from application date. The editing team takes responsibility for all general matters on peer review. If two reviewers among the selected do agree to accept the journal, review process ends. | 격월간(隔月刊) 한국소음진동공학회논문집에 게재하고자 별도로 정한 집필요강 및 투고요령에 의해 투고된 논문원고에 대하여 심사한다. 접수된 논문원고는 편집팀(편집위원장, 편집이사)의 판단하에 적정성을 검토하여 채택불가 또는 논문 심사위원 3인을 선정하고, 해당편집이사는 접수일로부터 10일 이내에 논문 심사위원에게 서류를 갖추어 논문심사를 의뢰한다. 의견교환 등 심사과정에 대한 전반적인 사항은 편집팀의 책임하에 논문 심사 3인을 의뢰하여 논문 심사위원 중 2인 이상의 의견을 받아 최종판정 한다.

- The reviewer's name should not be disclosed during review process. If reviewers ask for exception, it might be accepted only under the editing team's decision. | 심사위원의 성명은 대외적으로 비밀로 함을 원칙으로 한다. 단, 심사위원의 양해가 있을시 편집팀의 판단 하에 예외가 있을 수 있다.
- If it is necessary during review process, authors and reviewers can exchange opinions on the intervention of the editing team. | 논문 심사 중 필요하면 편집팀의 중재(仲裁)로 심사위원과 저자가 의견을 교환할 수 있다.
- The period of review is two weeks(urgent papers is within 10 days). If it is over two weeks, reviewers get the first reminder. And if review is not finished over four weeks, another reviewer would be selected. | 심사위원에게 송부된 논문의 심사기간은 2주 이내(긴급논문은 10일 이내)로 하며, 이 기간이 지나면 심사위원에게 1회 독촉을 한다. 심사의뢰 후 4주가 지나도록 심사결과를 받지 못하면 다른 심사위원으로 변경한다.
- The paper can be cancelled if the revised paper hasn't been returned to the office within one month after the paper was sent to authors for revision. | 내용의 수정 보충 등이 요구된 원고가 편집팀 또는 학회 사무국에서 발송한 날로부터 1개월 이내에 회송되지 않을 경우에는 취소할 수 있다.
- If the author of the unaccepted manuscript requires review again, it cannot be accepted. | 최종적으로 채택(採擇) 불가(不可)된 논문의 경우 저자의 재심요구는 원칙적으로 받아들일 수 없다.

Content and Publication Type | 출판유형

An original article, review article and errata/revision/addendum/retraction can be accepted as a publication type of this journal. | 본 논문집의 출판 유형으로는 원저(Original article, Review article), 오류/정정/추가/게재철회(Errata/Revision/Addendum/Retraction)와 같은 종류가 있으며 이에 한해 출판을 허가하도록 한다.

Fee for Page Charge | 게재회비

If the manuscript is accepted for publication, authors of the paper should provide the paper processing fee(50,000 Won) and publication fee(General papers : basic 6 pages 100,000 Won, for extra page: 20,000 Won/page, Funding papers : basic 6 pages 150,000 Won, for extra page: 30,000 Won/page, Urgent papers : basic 6 pages 200,000 Won, for extra page: 40,000 Won/page, Conference papers : free). | 논문원고의 저자는 논문게재 회비 규정에 따라 소정의 논문관리회비(편당 5만원) 및 게재회비(일반논문 : 기본6면 10만원/초과면당 2만원, 연구비 지원 : 기본 6면 15만원/초과면당 3만원, 긴급논문 : 기본 6면 20만원/초과면당 4만원, 학술회발표논문 무료)를 납부해야 한다.



사단  
법인

한국소음진동공학회  
The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

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