

한국소음진동공학회논문집

Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering



창립의 날을 맞이한 30년, KSNE는 여전히 '동행'을



사단
법인

한국소음진동공학회
The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

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

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 5 October 2020

Published by The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

Published on October 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

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 10월

제 30 권 제 5 호 통권 256호

목 차

유체-구조 연성을 고려한 기저막 운동에서 와우공 크기의 영향	박윤영 · 이두호 ... 425
자동격자생성 알고리즘을 이용한 주름관을 갖는 배관계의 효율적 진동 분석	박만수 · 심민정 · 장성길 · 정의봉 ... 432
발전기 고정자 웨지 건전성평가를 위한 신호분석 기법	오준석 · 손종덕 · 김희수 · 송기욱 · 배용채 ... 441
항공기 탑재 발사대의 발사관 장입 로켓의 로켓 장입 상태에 따른 동특성 변화 분석	정희인 · 박지환 · 남규빈 · 이유경 ... 448
수중날개 부가탄성을 고려한 고유 응답 예측 연구	조범진 · 홍석윤 · 송지훈 · 권현웅 ... 454
항공기 외부 장착물 장착 경계조건의 중력 방향에 따른 동특성 영향 분석	박지환 · 정희인 · 이유경 · 안선규 ... 464
유동환경을 고려한 탄성공명패널의 흡음특성에 관한 연구	최요셉 · 홍석윤 · 송지훈 권현웅 · 노희민 ... 473
등가 대기 속도를 활용한 돌풍 하중에 따른 무인 항공기 고소작업대의 구조물 안전성 해석	류현기 · 손동훈 · 김 준 이동근 · 박경수 ... 482
발전기 비동기 투입에 의한 터빈-발전기 축계 고진동 해소 사례	정혁진 · 이우광 · 송우석 ... 490
근전도 기반 손동작 인식을 이용한 모바일 로봇의 원격 제어	이다운 · 손정우 ... 497
단일 수치 평가량이 동일한 고무공 충격음의 주파수 레벨 변화에 따른 주관적 반응 평가	김우정 · 조현민 · 김명준 ... 506

C · O · N · T · E · N · T · S

- Effects of Helicotrema Size in the Motions of Basilar Membrane
with Consideration of Fluid-structure Interactions Park, Y.-Y. and Lee, D. H. ... 425
- Effective Vibration Analysis of a Piping System with Bellows
Using Automatic Mesh Generation Algorithm Park, M.-S., Sim, M.-J., Jang, S.-G.
and Jeong, W.-B. ... 432
- Signal Analysis Technique for Integrity Evaluation
of Generator Stator Wedge Oh, J. S., Son, J. D., Kim, H. S.,
Song, G. W. and Bae, Y. C. ... 441
- Analysis of Dynamic Characteristics Change According to Rockets Loading Status
of Rocket Loaded in a Launch Tube of an Airborne Launcher Jeong, H. I., Park, J. W.,
Nam, G. B. and Lee, Y. K. ... 448
- Natural Vibrations of Hydrofoils Considering
Added Stiffness Effects Joe, B.-J., Hong, S.-Y., Song, J.-H. and Kwon, H.-W. ... 454
- Analysis of Dynamic Characteristic According to the Gravity Direction
of the Boundary Condition for Aircraft External Store Park, J. H., Jeong, H. I.,
Lee, Y. K. and Ahn, S. G. ... 464
- A Study on Sound Absorption Characteristics
of Elastic Resonance Panel Considering Flow Environment Choi, Y.-S., Hong, S.-Y.,
Song, J.-H., Kwon, H.-W. and Noh, H.-M. ... 473
- Structural Stability Analysis of Unmanned Aerial Vehicle on the Maintenance Lift According
to the Gust Load Utilizing the Equivalent Airspeed Ryu, H.-G., Son, D.-H., Kim, J.,
Lee, D.-G. and Park, K.-S. ... 482
- A Case Study Correcting High Vibration of Turbine Generator Shaft System Caused
by Synchronization Out-of-phase Chung, H.-J., Lee, W.-K.
and Song, W.-S. ... 490
- Remote Control of Mobile Robot
Using Electromyogram-based Hand Gesture Recognition Lee, D. U. and Sohn, J. W. ... 497
- Subjective Response on the Octave Band Level Change of Rubber Ball Sound
with the Same Single-number Quantity Kim, W.-J., Cho, H.-M.
and Kim, M.-J. ... 506

유체-구조 연성을 고려한 기저막 운동에서 와우공 크기의 영향

Effects of Helicotrema Size in the Motions of Basilar Membrane with Consideration of Fluid-structure Interactions

박윤영* · 이두호†
Yun-Yeong Park* and Dooho Lee†

(Received June 5, 2020 ; Revised August 31, 2020 ; Accepted September 6, 2020)

Key Words : Helicotrema Size(와우공 크기), Finite Element Analysis(유한요소 해석), Fluid-structure Interaction(유체-구조 연성), Basilar Membrane(기저막), Cochlea(와우)

ABSTRACT

Helicotrema is a tiny opening located in the apex region of cochlea that connects two cochlear scala such that the fluid can freely flow between the scala vestibuli and scala tympani. The effects of the size of helicotrema on the vibrational characteristics of basilar membrane were investigated using the finite element (FE) analysis models considering the fluid-structure interactions. Using the FE model, the cochlear input impedances were calculated and compared for various sizes of the helicotrema. The results showed that the size of helicotrema has a large influence on the cochlear input impedance as well as the motions of the basilar membrane at very low frequencies.

1. 서 론

사람의 귀는 크게 외이, 중이와 내이로 나뉘어지는데 와우는 그 중 내이에 해당하는 청각기관이다. 와우는 유체로 채워진 3개의 통로 전정계(scala vestibuli, SV), 고실계(scala tympani, ST)와 중간계(scala media, SM)로 구성되어 있다. 중앙에 위치하는 중간계는 라이스너막(reissner membrane, RM)에 의해 전정계와 분리되고 기저막(basilar membrane, BM)에 의해 고실계와 분리된다. 기저막은 길이 방향에 따라 폭과 넓이가 변하고 다르게 진동함으로써 소리 신호를 구별한다. 진동에 의해 막 위의 청세포가 움직여 중이로부터의 기계적 운동이 전기적 신호로 변환된다⁽¹⁻⁴⁾. 음의 높낮이는 기저막에 청각세포의 위치에 따라 구분되며

일반적인 사람의 경우 청각세포는 20 Hz ~ 20 000 Hz 정도의 소리진동을 느낄 수 있다. 와우공이 존재하는 기저막의 첨단부로 갈수록 저주파 영역의 소리를 인식하게 되는데, 와우의 끝에 위치하는 작은 구멍인 와우공(helicotrema)이 저주파 영역에 영향을 미친다고 알려져 있다. 와우공은 ST와 SV 사이에 유체가 자유롭게 오갈 수 있도록 두 개의 와우 관을 연결한다. 정적인 측면에서 ST와 SV의 압력은 와우공으로 인해 서로 동일하다. 또한 와우공은 와우의 동적 응답에 큰 영향을 미친다. 그러나 와우공의 동적 역할은 아직 정량적으로 확인되지 않았다.

과거의 연구들 중 Puria와 Allen⁽⁵⁾은 와우공이 낮은 주파수에서만 와우의 입력 임피던스(input impedance)에 큰 영향을 미친다는 것을 보여주었고, Mountain⁽⁶⁾의 연구는 쥐, 친칠라, 고양이, 쇠돌고래의 와우공 치

† Corresponding Author; Member, Department of Mechanical Engineering, Dongeui University, Professor
E-mail : dooho@deu.ac.kr

* Department of Mechanical Engineering, Dongeui University, Student

‡ Recommended by Editor Won Ju Jeon

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

수와 차단 주파수(cutoff frequency)를 측정하고 정리하였다. 그리고 Li fu Xu et. al⁽⁷⁾은 와우공 크기를 고려한 인간 와우의 유한요소(finite element, FE) 모델을 만들어 BM의 피크(peak) 크기를 비교하였다. 이러한 연구들은 와우공의 크기가 와우의 진동특성에 영향을 미친다는 것을 보여 주었다.

이 연구에서는 앞서 언급한 연구 결과를 충분히 고려하고, 와우의 특징과 이전 연구 결과에 기초하여, 와우공의 크기가 와우에 미치는 영향을 정량적으로 확인한다. 와우의 동특성의 변화는 이전 연구에서 개발한 BM의 횡등방성(transverse isotropic) 특성을 고려한 유체-구조 연성 유한요소 해석 모델⁽⁸⁾을 기반으로 하여 와우공의 크기를 변화시켜 관찰하였다. 이 모델을 사용하여 와우의 동적 응답을 계산하고, 와우공 크기의 영향을 와우의 입력 임피던스 측면에서 살펴본다.

2. 와우의 유한요소 해석 모델

2.1 유한요소 해석 직선 모델

인간의 와우는 Fig. 1과 같이 나선형 형상⁽⁹⁾을 가지고 있다. 와우의 동특성을 해석하기 위하여 이전 연구에서 개발한 직선 모델을 이용하였다. 이 모델은 BM과 유체의 상호작용을 고려하고 BM의 횡등방 물성⁽¹²⁾을 고려한 유한요소모델로 자세한 사항은 이전 연구를 참조한다⁽⁸⁾. Diependaal과 Viergever⁽¹³⁾, Steele과 Zais⁽¹⁴⁾는 적분방정식을 이용한 해석적 모델을 통해 나선형 와우와 직선형 와우의 BM 속도에 의미 있는 차이는 없다고 결론지었지만 또 다른 연구에서는 나선형의 형상이 중요한 영향을 미친다는 사실을 보고하기도 하였다⁽¹⁵⁾. 이 연구에서는 우선 직선형 모델을

사용하여 와우공의 영향을 비교해 보고자 하였다.

직선 모델은 와우의 동특성에 영향이 적으면서도 모델링이 간단하다는 장점이 있다. Fig. 2는 사용된 와우 FE 모델의 형상을 나타내었다. 이는 μCT ⁽⁹⁾를 사용하여 사후의 54세 여성의 측두골을 촬영한 Fig. 1 모델의 통로 길이를 참조하여 와우의 기하 특성을 모델링하였다. FE 모델은 직선 형태의 직사각형 관으로 BM, 골나선관(osseous spiral lamina, OSL), 난원창(oval window, OW), 정원창(round window, RW)과 와우의 유체로 구성되어 있다. SV와 ST라 불리는 관은 내부가 림프액으로 가득 채워져 있는데 이 유체는 와우공을 통해서 연결되며 OSL과 BM으로 분리되어 있다. SV와 연결되어 있는 OW는 중이 등골의 운동을 내이로 전달한다. ST와 연결되어 있는 RW는 중이강과 통하여 내이 유체파동 압력을 이완시키는 상호작용을 담당한다. BM은 길이가 32 mm이며 횡등방성을 갖는다. FE 모델의 물성치는 Tables 1, 2에 따라 입력되었다.

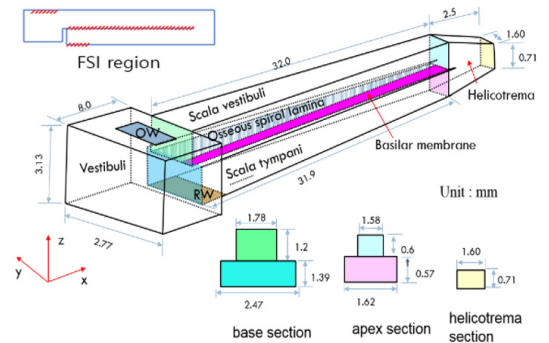


Fig. 2 Dimensions of FE model of the uncoiled cochlea

Table 1 Several types of flow mode

Component	Young's modulus (MPa)	Poisson's ratio	Density (kg/m ³)	Loss factors (η)
OSL	200 000	0.3	1200	0.2
OW	5.5	0.3	1200	0.2
RW	0.35	0.3	1200	0.2

Table 2 Material properties of cochlea fluid

Component	Bulk modulus (GPa)	Speed of sound (m/s)	Density (kg/m ³)	Loss factors (η)
Fluid	2.2	1483	1000	0.2

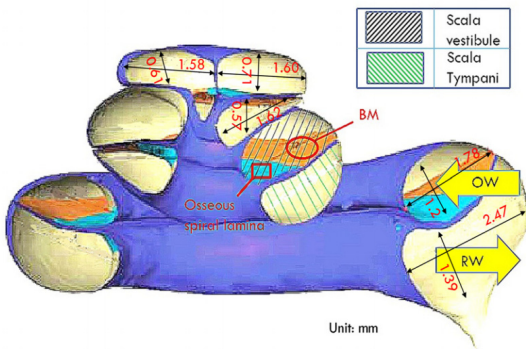


Fig. 1 Three-dimensional cochlea of human

BM, OSL의 양면과 OW와 RW는 와우의 유체와 접촉하여 연성 운동을 한다. 유체-구조 연성해석은 이전 연구⁽⁸⁾에서 얻은 식 (1)을 사용하였다.

$$\begin{bmatrix} M_s & 0 \\ -A^T M_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{u}_s \\ \ddot{p} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} B_s & 0 \\ 0 & B_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{u}_s \\ \dot{p} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_s & A \\ 0 & K_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_s \\ p \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_s \\ F_f \end{Bmatrix} \tag{1}$$

식 (1)의 $[M_s]$, $[B_s]$, $[K_s]$ 는 구조물의 질량, 감쇠 및 강성 행렬을 나타내며 $\{F_s\}$ 는 구조물에 작용하는 외력벡터이다. $[M_f]$, $[B_f]$, $[K_f]$ 는 유체의 질량, 감쇠 및 강성 행렬을 나타내며 $[A]$ 는 구조와 유체의 연성 행렬이다. $\{p\}$, $\{u_s\}$ 는 절점에서의 음압과 변위벡터를 나타내고 $\{F_f\}$ 는 유체에 작용하는 외력벡터이다.

와우공의 크기는 그 변동성이 크지만 유한요소 모델에서는 단면적을 $1\text{ mm}^2 \sim 2\text{ mm}^2$ 으로 모델링 하였다⁽¹⁸⁻²⁰⁾. 최근 연구에서는 다수의 인체에 대하여 와우공의 크기를 측정된 결과 BM 끝단에서 첨단부까지의 길이가 $1.6 \pm 0.9\text{ mm}$ 로 나타났다⁽²¹⁾. 이 연구에서는 Fig. 2와 같이 이 길이는 2.5 mm 로 고정하고 BM과 수평인면을 OSL로 차폐하면서 와우공의 크기를 변화시켰다. 개발된 FE 모델을 이용하여 와우공 크기를 점차 줄여가면서 와우공의 크기가 와우의 동특성에 미치는 영향을 평가하기 위하여 와우의 입력 임피던스를 계산하였다. FE 모델에서 와우의 크기를 줄이기 위해, OSL과 BM의 끝 가장자리를 OSL과 동일한 물성을 사용하여 정점 영역의 끝까지 수평으로 확장하였다. 확장된 영역의 가장자리에 있는 모든 병진 변위들 (translational displacements)은 고정하였다. 또한 확장된 영역은 양면이 와우의 유체와 접촉하고 있다.

유한요소 모델의 해석을 위해 상용 소프트웨어인 MSC/NASTRAN⁽¹⁰⁾을 이용하였다.

2.2 와우의 입력 임피던스

포유류에서 청력의 저주파 및 중주파 영역은 중이 전달 기능, 즉, 등자뼈 부근과 고막의 압력의 비에 의해 강한 영향을 받는다. 이 전달 함수의 동작은 중이의 컴플라이언스(compliance)와 와우의 입력 임피던스 사이의 상호작용에 의해 형성된다. 와우 입력 임피던스의 중주파수 영역은 유체의 관성력과 기저막의 컴플라이언스에 의해 지배되고, 저주파수 영역은 와우공에 의해 영향을 받는다^(5,16,17). 따라서 와우의 입

력 임피던스는 중이를 통한 와우로의 소리 에너지 전달에 대해 이해하고 와우 모델의 개발과 검증 시 중요한 변수이다.

와우 임피던스는 중이 끝에 가해지는 와우의 전체 하중을 나타내며 식 (2)와 같이 표현된다.

$$Z_c = \frac{P_{ow}}{V_{ow}} \tag{2}$$

위 식에서 p_{ow} 은 OW의 표면 압력을 나타내고 V_{ow} 는 OW의 체적 속도이다. 와우의 입력 임피던스를 계산하기 위해 OW의 경계 부분에 대하여 3방향 변위를 고정하고 등골근에서 전달되는 입력을 가정하여 OW 전체에 수직방향의 균일한 단위 속도를 조화 가진으로 적용하였다. 유한요소 모델 해석을 통해 OW의 표면 압력을 구하고 창 영역에 대해 평균값을 사용하였다. Fig. 3은 기준 와우공 크기(최대 단면적)일 때의 와우 입력 임피던스를 보여준다. Fig. 3의 입력 임피던스는 해석을 통해 관심 주파수 영역(20 Hz ~ 20 kHz)에서 OW의 표면 압력을 고정된 OW의 체적

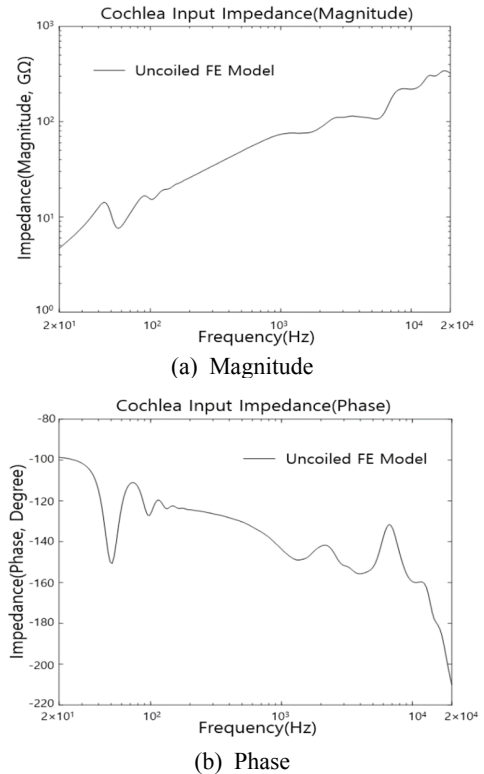


Fig. 3 Cochlea input impedance with the maximum helicotrema size

속도로 나눈 값을 구한 것이다. Fig. 3에서 볼 수 있듯이 주파수가 증가하면 와우의 입력 임피던스가 증가한다. 그러나 골짜기처럼 공진과 연관된 와우 입력 임피던스의 몇몇 하락하는 구간도 나타난다. 이 골짜기는 아직 생성 원인이 불분명하다.

3. 해석 결과 및 토의

3.1 와우의 입력 임피던스 변화

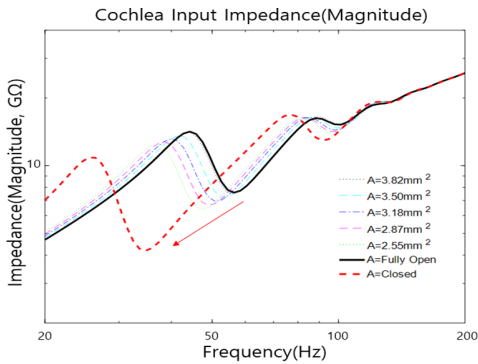
와우 FE 모델을 사용하여 와우의 입력 임피던스에 대해 와우공 크기가 미치는 영향을 살펴보았다. 와우공의 크기는 와우공의 단면적을 대표값으로 표기하였으며 최대 와우공 크기일 때 단면적은 3.975 mm^2 이고 완전히 닫혔을 때의 단면적은 0이다. Fig. 4는 와우공의 크기에 따른 와우의 입력 임피던스 변화를 보여준다. 그림에서 와우공의 크기는 와우공의 단면적을 대표값으로 표기하였다. Fig. 4에서 보듯이 와우공 크기의 영향은 200 Hz 미만에서만 나타났으며 그 이상의 주파수 영역에서는 변화가 없었다. Fig. 4(a)에서 보듯이

200 Hz 미만에 위치한 와우의 입력 임피던스의 골은 와우공의 크기가 작아질수록 저주파 방향으로 이동하였다. 이는 와우의 입력 임피던스에서 와우공 크기의 감소에 따라 공진 피크가 낮아지는 것을 보여준다. Fig. 4(b)에서는 위상이 골짜기 부근에서 급격한 변화를 가지고 있음을 확인할 수 있다. Fig. 5에 와우공 크기의 변화에 따른 와우의 입력 임피던스 그래프의 첫 번째 골의 위치를 보였다. Fig. 5를 통해 첫 번째 골의 위치가 와우공 단면적에 거의 비례하는 것을 알 수 있다. 따라서 와우공의 크기를 조절 및 변경하여 골짜기 위치를 조절하는 것이 가능할 수 있다. 단, 저주파 영역에서 음향 전달(sound transmission)의 전체 임피던스는 등자뼈(stapes)의 질량에 크게 의존한다는 사실에 유의해야한다⁽¹¹⁾. 즉, 등자뼈의 질량이 충분히 작으면 저주파 영역의 음향 전달이나 청각 민감도에 있어서 와우의 입력 임피던스의 첫 번째 위치가 중요하게 된다. 저주파 영역에서만 와우의 크기가 와우의 입력 임피던스에 큰 영향을 미치는 계산 결과는 이전의 연구⁽⁵⁾와도 잘 일치한다.

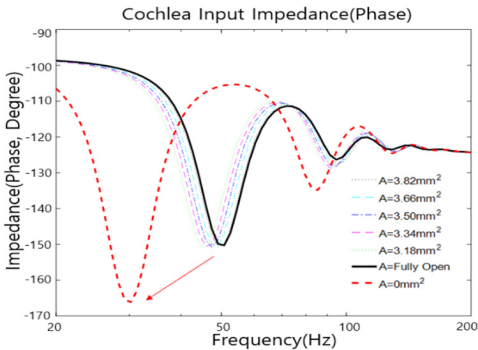
그러나 이 연구의 FE 모델에서는 와우 유체의 점성으로 인한 와우공에서 손실은 전체적으로 등가 감쇠로 처리되었고 국소적인 경계층 영향은 고려되지 않았다.

3.2 와우의 동적 운동

와우공이 와우의 입력 임피던스에 미치는 영향을 이해하기 위해 와우공의 크기를 입력 임피던스에 가장 큰 차이를 보이는 완전 개방과 완전 폐쇄 두 상태에 대해 첫 번째 골짜기 주파수에서 와우의 움직임 관찰했다. Fig. 6(a)는 와우공 크기를 완전히 개방한



(a) Magnitude



(b) Phase

Fig. 4 Changes of the cochlea input impedance according to helicotrema sizes

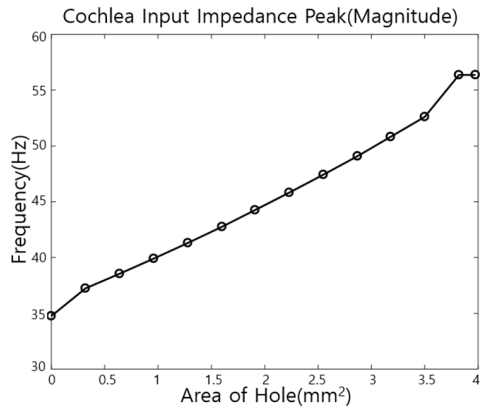
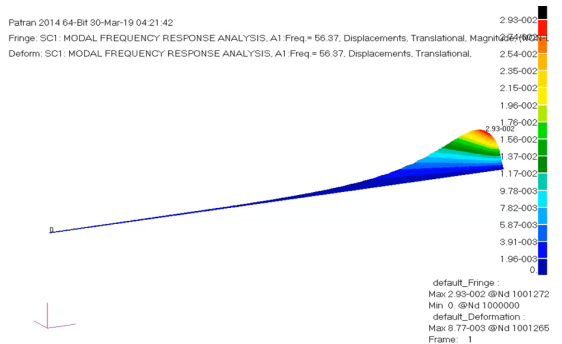


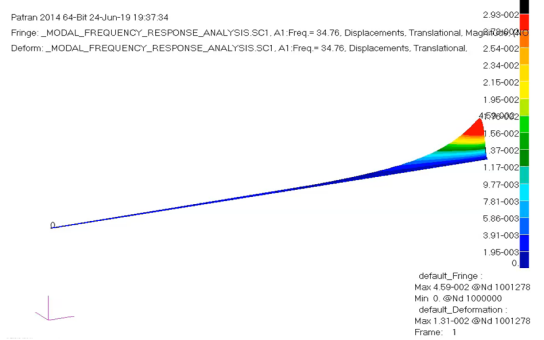
Fig. 5 First valley locations in the cochlear input impedance according to helicotrema sizes

상태에서 골짜기 위치인 56.4 Hz에서 와우의 압력 분포를 보여준다. Fig. 6(b)는 와우공 크기를 완전히 폐쇄한 상태에서 골짜기 위치인 34.8 Hz에서 와우의 압력 분포를 보여준다. Fig. 6에서 완전히 개방한 와우공이 더 큰 압력 크기를 가지고 있지만, 압력 분포에는 근본적인 차이가 없음을 확인했다. Fig. 7은 Fig. 6에서와 동일하게 완전 개방 및 완전 폐쇄 각각의 주파수에서 BM의 해당 움직임을 보여준다. Fig. 7(b)의 완전히 폐쇄한 와우공일 때, BM의 움직임에서 진폭이 더 컸다. 하지만 이 또한 BM의 압력 분포와 운동에는 근본적인 차이가 없었다. 이를 통해 피크 위치가 이동하는 것이 동특성과 관련 있다고 추측하고 있지만 두 주파수가 공진 현상인지는 아직 불분명하다. 골짜기 형성의 원인을 확인하기 위해 완전 개방한 와우공을 Fig. 8과 같이 44.26 Hz, 56.37 Hz, 88.31 Hz 세 지점에서 와우의 OW 표면 압력 분포를 비교하였다. 하지만 56.37 Hz에서 OW의 최대압력이 다른 두 지점과 비교했을 때 작아지는 특별한 이유는 발견하지 못했다. 대신 Fig. 9와 같이 BM의 변위에 차이가 있음을 확인했다. Fig. 9(a)의 44.26 Hz에서 BM은 위 아래

의 움직임만을 가지고 있었고, Fig. 9(b)의 55.37 Hz에서 BM은 더 크게 위 아래로 움직이면서 위상 변화를 가지고, Fig. 9(c)의 88.31 Hz에서 BM은 작은 상하 방향의 움직임을 가지지만 더 확실한 위상변화를 가지는 것을 알 수 있었다. 최대 변위에서 공진을 나타내는 위상 변화를 볼 수 있다. 이는 구조 부분에서만 아니라 유체 부분에서도 관련이 있는 것은 분명하

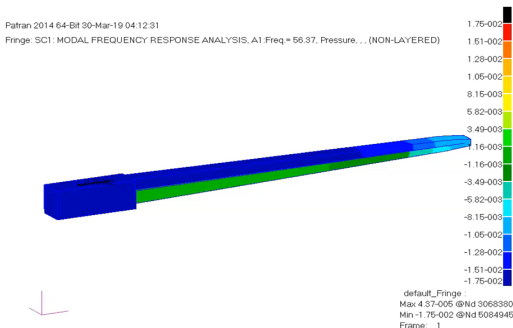


(a) Fully open helicotrema at 56.4 Hz

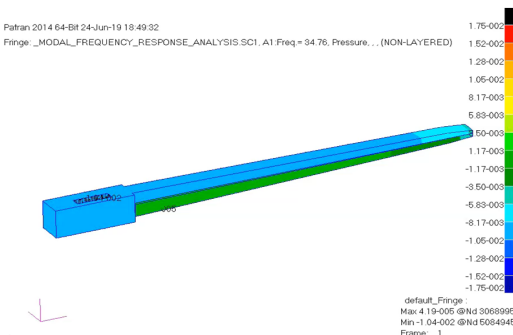


(b) Fully closed helicotrema at 34.8 Hz

Fig. 7 Deformations of the basilar membrane



(a) Fully open helicotrema at 56.4 Hz



(b) Fully closed helicotrema at 34.8 Hz

Fig. 6 Pressure distributions of cochlea

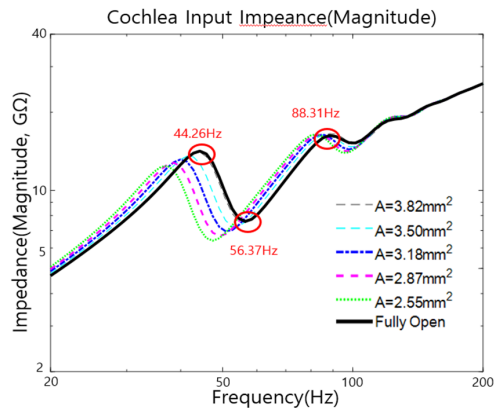


Fig. 8 Three points in fully open helicotrema

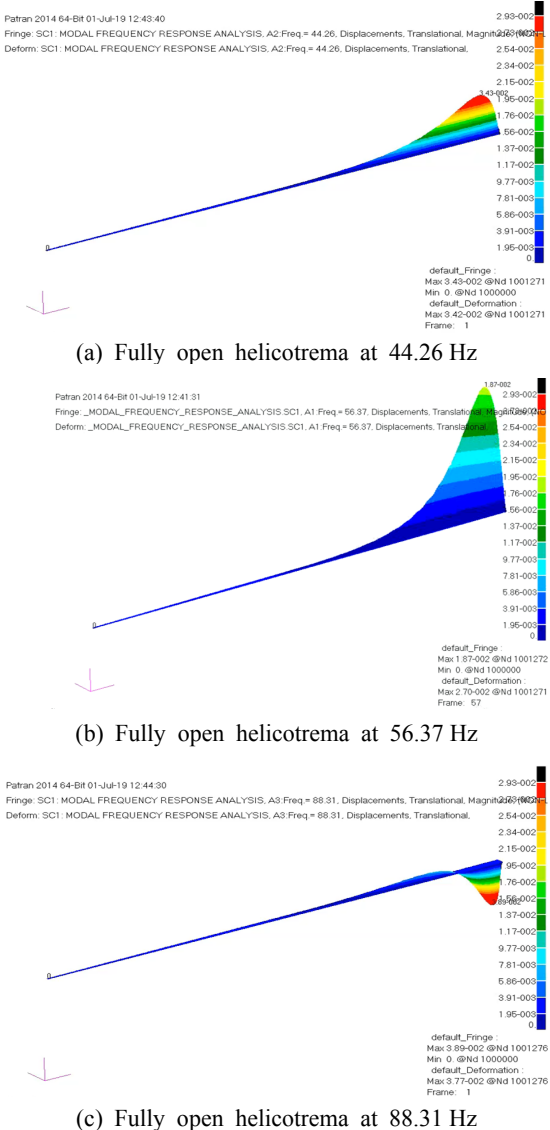


Fig. 9 Deformations of the basilar membrane

다. 이를 확인하기위해 유체-구조를 고려한 복소 모드 해석(complex modal analysis)을 후속 연구에서 필요 할 것으로 보인다.

4. 결 론

이 연구에서는 유체-구조 연성을 고려한 와우의 직선 FE 모델을 이용하여 와우공 크기가 와우의 동 특성에 미치는 영향을 살폈다. 와우의 동특성은 와우의 입력 임피던스 기준으로 평가하였다. 와우공의 크

기 변화에 따른 입력 임피던스의 계산 결과는 와우공의 크기가 200 Hz 미만에서 와우의 입력 임피던스에 큰 영향을 미친다는 것을 보여주었다. 와우의 입력 임피던스에서 첫 번째 골짜기는 와우공의 크기가 작아짐에 따라 저주파 방향으로 선형적으로 움직였다. 그리고 골짜기 형성의 원인 파악을 위해 와우공의 완전 개방과 완전 폐쇄의 경우에 대해 동적 응답을 비교하였다. 골짜기 형성 주파수 위치에서 와우의 유체 압력 분포는 길이 방향 움직임으로 나타났고, BM의 변위와 움직임에서 위상 변화가 조금씩 다른 것을 확인했다. 하지만 와우의 입력 임피던스의 피크가 저주파 방향으로 움직이는 정확한 원인은 아직 파악하지 못 하여, 이 움직임들이 와우공의 크기에 따라 와우의 입력 임피던스를 어떻게 변화시키는지에 대해 세부 메커니즘을 추가로 연구해야 할 것으로 판단된다. 향후 연구에서는 유체-구조 연성을 고려한 복합 모드 해석을 이용하여 와우의 입력 임피던스의 특징에 대해 좀 더 세부적으로 연구할 계획이다.

후 기

이 연구는 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 연구이며(NRF-2018R1A2B2005391), 이에 감사드립니다.

References

- (1) Kinsler, L. E., Frey, A. R., Coppens, A. B. and Sanders, J. V., 1999, Fundamentals of Acoustics, 4th Edition, John Wiley & Sons, New York, USA.
- (2) Lee, D. and Ahn, T.-S., 2015, Statistical Calibration of a Finite Element Model for Human Middle Ear, Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 29, No. 7, pp. 2803~2815.
- (3) Ahn, T.-S., Baek, M.-J. and Lee, D., 2013, Experimental Measurement of Tympanic Membrane Response for Finite Element Model Validation of a Human Middle Ear, SpringerPlus, Vol. 2, No. 1, p. 527.
- (4) Lee, D. and Ahn, T.-S., 2008, Development of Experimental Dummy and Measurements of Head-related Transfer Functions(HRTF) for Averaged Korean Head Shape, Transactions of the Korean Society of Noise and Vibration Engineering, Vol. 18, No. 8, pp. 841~848.

(5) Puria, S. and Allen, J. B., 1991, A Parametric Study of Cochlear Input Impedance, *Journal of the Acoustical Society of America* Vol. 89, p. 287.

(6) Mountain, D. C., Hubbard, A. E., Ketten, D. R. and Trehey O'Malley, J., 2003, The Helicotrema: Measurements and Models, *Biophysics of the Cochlea*, pp. 393~399.

(7) Xu, L. F., Ta, N., Rao, Z. S. and Tian, J. B., 2014, Finite Element Model of Human Cochlea Considering of the Helicotrema Size, *Applied Mechanics and Materials*, Vol. 456, pp. 576~581.

(8) Kang, S. J. and Lee, D. H., 2018, Fluid-structure Coupled Analysis of Cochlear Responses with Transverse Isotropic Basilar Membrane, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 28, No. 1, pp. 14~22.

(9) Braun, K., Böhnke, F. and Stark, T., 2012, Three-dimensional Representation of the Human Cochlea Using Micro-computed Tomography Data: Presenting an Anatomical Model for Further Numerical Calculations, *Acta Oto-laryngologica*, Vol. 132, No. 6, pp. 603~613.

(10) Nastran, M., 2010, *Dynamic Analysis User's Guide*, NSC Software.

(11) Lee, D. and Kang, S.-J., 2020, An Investigation of Spiral Effects in the Dynamic Responses of the Human Cochlea Considering Fluid-structure Interactions, *The Journal of the Acoustical Society of America*, Submitted for Publications.

(12) Emadi, G., Richter, C.-P. and Dallos, P., 2004, Stiffness of the Gerbil Basilar Membrane: Radial and Longitudinal Variations, *Journal of Neurophysiology*, Vol. 91, No. 1, pp. 474~488.

(13) Diependaal, R. J. and Viergever, M. A., 1989, Nonlinear and Active Two-dimensional Cochlear Models: Time-domain Solution, *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 85, No. 2, pp. 803~812.

(14) Steele, C. R. and Zais, J. G., 1985, Effect of Coiling in a Cochlear Model, *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 77, No. 5, pp. 1849~1852.

(15) Cai, H., Manoussaki, D. and Chadwick, R., 2005, Effects of Coiling on the Micromechanics of the Mammalian Cochlea, *Journal of the Royal Society Interface*, Vol. 2, No. 4, pp. 341~348.

(16) Dallos, P., Popper, A. N. and Fay, R. R., 1996,

The Cochlea, Springer, New York, USA.

(17) Dallos, P., 1970, Low-frequency Auditory Characteristics: Species Dependence, *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 48, pp. 489~499.

(18) Gan R. Z., Reeves B. P. and Wang, X., 2007, Modeling of Sound Transmission from Ear Canal to Cochlea, *Annals of Biomedical Engineering*, Vol. 35, pp. 2180~2195.

(19) Wang, X., Wang, L., Zhou, J. and Hu, Y., 2014, Finite Element Modeling of Human Auditory Periphery Including a Feed-forward Amplification of the Cochlea, *Computer Methods in Biomechanics and Biomedical Engineering*, Vol. 17, No. 10, pp. 1096~1107.

(20) Kim, N., Homma, K. and Puria, S., 2011, Inertial Bone Conduction: Symmetric and Anti-symmetric Components, *JARO*, Vol. 12, pp. 261~279.

(21) Helpard, L., Li, H., Rask-Andersen, H., Ladak, H. M. and Agrawal, S. K., 2020, Characterization of the Human Helicotrema: Implications for Cochlear Duct Length and Frequency Mapping, *Journal of Otolaryngology – Head & Neck Surgery*, Vol. 49, Article No. 2.



Youn-Young Park received the B.S. degree from Dongeui University, Korea in 2019, and is currently an M.S. candidate in the department of mechanical engineering, Dongeui University. His research focuses on finite element analysis of structural-acoustic systems, and sound transfer characteristics in human hearing system.



Dooho Lee received the B.S. degree from Seoul National University, Korea in 1988, M.S. degree from KAIST, Korea in 1990, and the Ph.D. degree from KAIST, Korea in 1994. He had worked for Samsung Motors, Inc.(1995-99) and is currently a professor in Dongeui University. His research focuses on design optimization of structural-acoustic systems, uncertainty propagation in dynamic problems, and sound transfer characteristics in human hearing system.

자동격자생성 알고리즘을 이용한 주름관을 갖는 배관계의 효율적 진동 분석

Effective Vibration Analysis of a Piping System with Bellows Using Automatic Mesh Generation Algorithm

박 만 수* · 심 민 정** · 장 성 길*** · 정 의 봉†

Man-Su Park*, Min-Jung Sim**, Seong-Gil Jang*** and Weui-Bong Jeong†

(Received June 24, 2020 ; Revised August 14, 2020 ; Accepted August 18, 2020)

Key Words : Finite Element Method(유한요소법), Bellows Pipe(주름관), Automatic Mesh Generation(자동격자생성),
Quadrilateral Shell Element(일반사각형 셀 요소), Natural Frequency(고유진동수), Dynamic Stiffness
(동강성)

ABSTRACT

In this study, an automatic mesh generation algorithm was developed for efficient finite shell element modeling of piping systems with bellows. For pre-processing of finite element analysis, a pipe geometry should be modeled using meshing software. However, the finite element meshing process requires time-consuming efforts for complicated piping systems such as bellows. Therefore, this study proposed an algorithm that can efficiently generate finite shell elements automatically. To generate the finite shell element model of the pipe, this algorithm only needs the information of the center-line of the pipe and the corresponding radius that is identical to the finite beam element. Additionally, effects of bellows on the dynamic characteristics of a curved pipe were discussed. The variation of the natural frequencies and dynamic stiffness of the piping system with respect to the change of the location, height and width of the bellows were investigated. The suggested automatic mesh algorithm is advantageous for the modeling of pipes having complex shapes such as bellows. Hence, it has the potential to be useful in designing optimal bellows in piping systems that require numerous finite element analysis calculations.

1. 서 론

배관 시스템은 냉장고나 에어컨 등 가전제품의 냉매 압축기나 승용차의 배기계 등 다양한 산업현장에

서 적용되고 있다. 일반적으로 산업계에서 배관의 동적 거동을 해석할 때는 유한요소법(FEM)을 주로 사용한다⁽¹⁻³⁾. 일반적으로 사용되는 직선배관과는 달리, 배관 단면의 반지름이 변하는 경우에는 형상의 복잡성으로 인해 더욱 다양한 동적 거동을 보이게 된다.

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

* LG Electronics, Pusan National University, Chief Research Engineer

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

*** LG Electronics, Senior Research Engineer

‡ Recommended by Editor Jae Eun Kim

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

이런 현상을 이용한 대표적인 예시가 주름관 (bellows)이다. 승용차의 배기계에서 주로 사용되는 주름관은 진동소스(엔진)와 다른 배관 시스템사이의 유연한 연결을 담당하고 있다. 주름관은 엔진의 진동으로부터 배관 시스템의 진동과 소음을 차단해 주는 역할을 한다. Lee et al.⁽⁴⁾은 유한요소 해석과 실차 실험 간의 상관성을 확보하는 방법을 제시하였다. Kim⁽⁵⁾은 FEM을 이용하여 주름관의 형상에 따른 응력변화를 해석하였다.

이러한 주름관을 해석하는 데에는 FEM뿐만 아니라 등가 보를 이용하는 방법도 최근까지 사용이 되고 있다. 주름관 만을 해석하는 경우가 아닌 주름관이 포함된 전체 배관의 형상을 유한요소 해석하는 경우에, 작은 크기의 주름관을 복잡한 형상 그대로 세밀하게 모델링하는 것이 비효율적이기 때문이다. Jakubauskas et al.⁽⁶⁾은 Timoshenko의 보 이론을 바탕으로 주름관 이론모델을 개발하였다. Watanabe et al.⁽⁷⁾은 등가 보 이론을 이용하여 주름관의 이론 안정성 해석과 실험적 연구를 수행하였다. Hong et al.⁽⁸⁾은 등가 보 모델링 방법을 이용하여 주름관의 동특성을 예측하였다. Bae et al.⁽⁹⁾은 복소전단 탄성계수를 갖는 다층 감쇠 보에 대한 등가유한요소 모델을 제안하였다. 그리고 Won et al.⁽¹⁰⁾은 점탄성 코어를 갖는 3층 샌드위치 감쇠 보의 강제 진동 해석을 위한 등가 보 요소 모델링 방법을 제시하였다. Gawande et al.⁽¹¹⁾은 등가 보 이론을 바탕으로 한 수학 모델, 유한요소 해석 그리고 실험적 접근법을 이용하여 간단한 형상을 갖는 주름관의 동특성에 대해 연구하였다. 그러나 주름관을 포함한 임의의 배관 시스템의 동적특성을 예측하기 위해서는 등가 보를 이용한 해석 방법보다는 주름관의 형상을 실제로 모델링한 유한요소 해석을 이용하는 것이 적절하다.

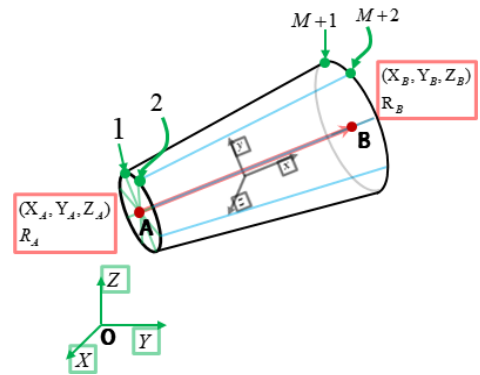
이에 이 연구에서는 다양한 형상의 주름관을 갖는 배관계를 효율적으로 유한요소 해석하기 위한 셀 (shell) 요소 자동격자생성 알고리즘을 개발하였다. 이 연구에서 제안하는 배관의 자동 격자생성방법은 반지름이 변하는 임의의 형상의 배관에 대하여 자동격자 생성이 적용이 가능하다. 배관 단면의 중심 좌표들과 각각의 중심좌표에 대한 반지름정보만 주어진다면 유한요소모델을 자동으로 생성할 수 있다. 따라서 제안된 알고리즘은 주름관과 같은 복잡한 형상의 배관을 모델링하고자 할 때 유용하게 사용할 수 있다. 이 논문에서는 제안된 자동격자생성 알고리즘을 주름관

을 갖는 배관에 적용하였다. 그리고 제안된 자동격자 생성 알고리즘을 이용해 주름관의 설계변수를 바꾸어 가며 수 많은 해석을 효율적으로 수행할 수 있었다. 이 해석 결과들을 후처리하여 주름관의 설계변수에 대한 동특성을 관찰하였다.

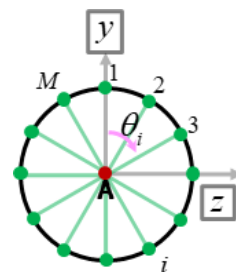
2. 주름관 요소의 자동 격자생성 이론

주름관 요소는 배관의 축방향에 따라 단면적이 변하는 셀 요소로 이루어져 있다. 이 절에서는 배관의 중심좌표와 반지름정보를 이용하여, 복잡한 모델링작업을 거치지 않고도 배관의 유한요소 격자(FE mesh)를 생성할 수 있는 방법을 제시한다.

Fig. 1은 단위배관(unit pipe)의 옆면을 M 개의 일반 사각형 셀 요소(quadrilateral shell element)가 둘러싼 유한요소모델을 표현한 그림이다. 해당 모델은 2개의 중심점과 $2M$ 개의 절점과 M 개의 요소로 이루어져 있다. 배관의 양 끝의 중심점을 각 점 A 와 점 B 라고 하자. 양 끝 단면의 중심좌표를 각각 (X_A, Y_A, Z_A) 와 (X_B, Y_B, Z_B) 라고 하고, 반지름은 R_A 와 R_B 라고 하자.



(a) 3D view



(b) Cross-sectional view

Fig. 1 Finite element group of a unit pipe consisting of M elements for automatic mesh generation

각 중심점 주위에는 M 개의 절점이 존재하는데, 절점의 좌표는 다음과 같은 방법으로 얻을 수 있다. 먼저, Fig. 1의 (b)에서 단면 A 상에 존재하는 점 i 번째 절점의 좌표를 (X_i, Y_i, Z_i) 라고 하면, 위치 벡터 \vec{V}_{Ai} 는 식 (1)과 같이 표현할 수 있다.

$$\vec{V}_{Ai} = ((X_i - X_A)\hat{X} + (Y_i - Y_A)\hat{Y} + (Z_i - Z_A)\hat{Z}) \quad (1)$$

다음으로, 배관의 진행방향을 x 축으로 하고 중심을 점 A 로 하는 국소 좌표계(local coordinate)에서 i 번째 절점의 위치 벡터는 식 (2)와 같이 표현할 수 있다.

$$\vec{V}_{Ai} = 0\hat{x} + R_A \cos\theta_i \hat{y} + R_A \sin\theta_i \hat{z}$$

where $\theta_i = \frac{2\pi(i-1)}{M} \quad (i = 1 \sim M)$ (2)

여기서, M 은 배관을 원주방향으로 나누는 절점의 개수이다. 식 (1)과 식 (2)로부터 다음과 같은 관계식을 유도할 수 있다.

$$(X_i - X_A)\hat{X} + (Y_i - Y_A)\hat{Y} + (Z_i - Z_A)\hat{Z} = 0\hat{x} + R_A \cos\theta_i \hat{y} + R_A \sin\theta_i \hat{z} \quad (3)$$

식 (3)을 행렬식으로 표현하면 다음과 같다.

$$[L_3] \begin{bmatrix} X_i - X_A \\ Y_i - Y_A \\ Z_i - Z_A \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ R_A \cos\theta_i \\ R_A \sin\theta_i \end{bmatrix}$$

where $[L_3] = \begin{bmatrix} \cos(x, X) & \cos(x, Y) & \cos(x, Z) \\ \cos(y, X) & \cos(y, Y) & \cos(y, Z) \\ \cos(z, X) & \cos(z, Y) & \cos(z, Z) \end{bmatrix}$ (4)

여기서, $[L_3]$ 은 변환 행렬이며, 변환 행렬의 각 요소는 국소 좌표계와 전체 좌표계(global coordinate)의 단위벡터 간의 내적 값이다.

따라서 단면 A 상에 존재하는 i 번째 절점의 좌표 값은 식 (5)와 같다.

$$\begin{bmatrix} X_i \\ Y_i \\ Z_i \end{bmatrix} = [L_3]^{-1} \begin{bmatrix} 0 \\ R_A \cos\theta_i \\ R_A \sin\theta_i \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} X_A \\ Y_A \\ Z_A \end{bmatrix} \quad (5)$$

마찬가지로, 단면 B 상에 존재하는 i 번째 절점의 좌표 값은 식 (6)과 같다.

$$\begin{bmatrix} X_i \\ Y_i \\ Z_i \end{bmatrix} = [L_3]^{-1} \begin{bmatrix} 0 \\ R_B \cos\theta_i \\ R_B \sin\theta_i \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} X_B \\ Y_B \\ Z_B \end{bmatrix} \quad (6)$$

여기서 $\theta_i = \frac{2\pi(i-1)}{M} \quad (i = M+1, \dots, 2M)$

Fig. 1에 나타낸 유한요소모델에는 총 M 개의 일반 사각형 셸 요소(quadrilateral shell element)가 존재한다. 일반사각형 셸 요소는 Fig. 2와 같이 4개의 절점으로 구성되어있다. Fig. 1에 나타낸 유한요소모델의 각 요소를 구성하는 4개 절점의 번호는 Table 1과 같다.

이제 임의의 형상을 갖는 배관의 셸(shell) 유한요

Table 1 Element numbering of a unit pipe

Element number	Node number			
	Node ⁽¹⁾	Node ⁽²⁾	Node ⁽³⁾	Node ⁽⁴⁾
1	1	2	$M+2$	$M+1$
2	2	3	$M+3$	$M+2$
3	3	4	$M+4$	$M+3$
\vdots	\vdots	\vdots	\vdots	\vdots
i	i	$i+1$	$M+i+1$	$M+i$
\vdots	\vdots	\vdots	\vdots	\vdots
$M-1$	$M-1$	M	$2M$	$2M-1$
M	M	1	$M+1$	$2M$

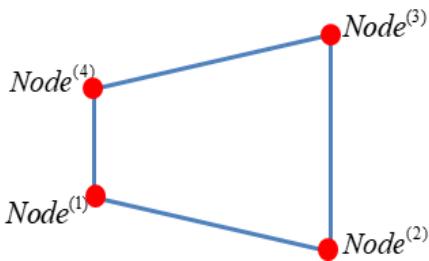


Fig. 2 Geometry of quadrilateral element

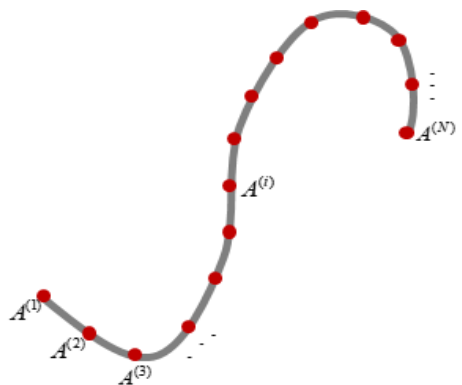


Fig. 3 Centerline and center points of arbitrary pipe which is the input data for automatic mesh generation

소모델 생성방법에 대하여 논의하고자 한다. 임의의 배관 유한요소모델은 Fig. 1에 나타난 단위배관(unit pipe)의 유한요소모델이 연속적으로 연결된 것으로 생각할 수 있다.

Fig. 3은 임의의 곡선관(curved pipe)를 N 개의 중심점에 대하여 $(N-1)$ 개의 단위배관의 연결로 표현한 그림이며, 이 연구에서 제안하는 자동격자 생성법의 입력 정보이다.

Fig. 3에 나타난 중심선 주위로 일반사각형 셀 요소를 둘러싸면, 임의의 배관에 대한 셸(shell) 요소로 이루어진 유한요소모델을 얻을 수 있다. 이 유한요소모델은 $(M \times N)$ 개의 절점과 $(M \times (N-1))$ 개의 요소를 갖는다. 각 절점의 좌표는 식 (2)나 식 (6)과 마찬가지로 N 개의 중심점의 전체(global) 좌표와 해당 중심점에서의 배관의 반지름을 알면 구할 수 있다.

절점 번호는 중심점 $A^{(i)}$ 주위에서 $M(i-1)+1$ 에서 Mi 까지 차례로 부여된다. 요소 번호는 $A^{(i)}$ 과 $A^{(i+1)}$ 사이의 i 번째 단위배관(unit pipe)의 주위에서 $M(i-1)+1$ 에서 Mi 까지 차례로 부여된다.

각 요소를 구성하는 4개의 절점 번호는 다음과 같다. 여기서 e 는 요소 번호이다.

$$\begin{aligned}
 \text{Node } (1) &= e \\
 \text{Node } (2) &= \begin{cases} e+1, & e \bmod M \neq 0 \\ e-M+1, & e \bmod M = 0 \end{cases} \\
 \text{Node } (3) &= \begin{cases} e+M+1, & e \bmod M \neq 0 \\ e+1, & e \bmod M = 0 \end{cases} \\
 \text{Node } (4) &= e+1
 \end{aligned} \tag{7}$$

3. 주름관의 영향

주름관의 설계변수로 4가지(산 폭, 골 폭, 산 높이, 주름관 삽입 위치)를 고려하였다. 그리고 제안한 자동격자 생성방법을 이용하여 자동으로 유한요소모델을

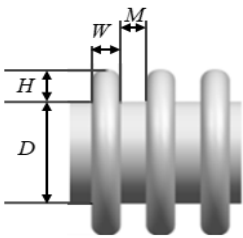


Fig. 4 Design variables of bellows

구성하고, 주름관의 설계변수에 대하여 전체 배관의 동특성이 어떻게 변하는지를 알아보하고자 한다.

3.1 주름관의 형상에 따른 동특성 경향

이 절에서는 주름관 설계변수들 중 주름관 자체의 형상에 관련된 설계변수 3가지(산 폭 W , 골 폭 M , 산 높이 H)에 대하여, 주름관의 동특성이 어떻게 변하는지를 알아보하고자 한다. Fig. 4는 주름관의 형상이다. 여기서 D 는 배관의 직경이다.

(1) 해석모델

주름관의 형상에 대한 동특성을 알아보기 위한 해석 모델은 Fig. 5와 같다. 해당 배관 해석모델의 치수는 실제 가전제품에 사용되는 배관의 치수를 고려하여 선정하였다. 배관의 전체길이는 200 mm이고, 배관의 직경은 15.88 mm이고, 두께는 6 mm이다. 배관의 물성치는 Table 2에 나타내었다.

(2) 해석결과

이 절에서는 Fig. 5와 같은 200 mm의 주름관에 형상설계변수 3가지(산 폭 W , 골 폭 M , 산 높이 H)를 바꿔가며, 동특성(고유진동수 및 동강성)의 변화를 확인해 보고자한다.

경계조건은 외팔보(clamped-free)이고, 배관의 자유단에 z 방향으로 1 N의 조화가진(harmonic force)을 하였다. Fig. 6은 자유단에서의 자기 응답점의 receptance(변위/힘)의 크기를 그린 그래프이다. Fig. 6(a)는 산 폭 W 을 바꾸어가며 ($H=2.4$ mm, $M=2.2$ mm일 때) 그린 그래프이다.

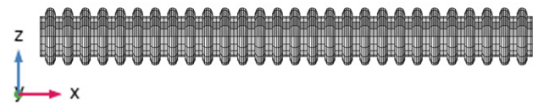


Fig. 5 Finite shell element model of bellows generated by the suggested algorithm ($M=16$)

Table 2 Properties of pipe

Property	Value	Unit
Mass density	7809	kg/m ³
Young's modulus	190.3	GPa
Poisson's ratio	0.29	1

Fig. 6(b)는 산 높이 H 를 바꾸어가며($W=3.3$ mm, $M=2.2$ mm일 때) 그린 그래프이고, Fig. 6(c)는 골 폭 M 을 바꾸어가며($W=3.3$ mm, $H=2.4$ mm일 때) 그린 그래프이다.

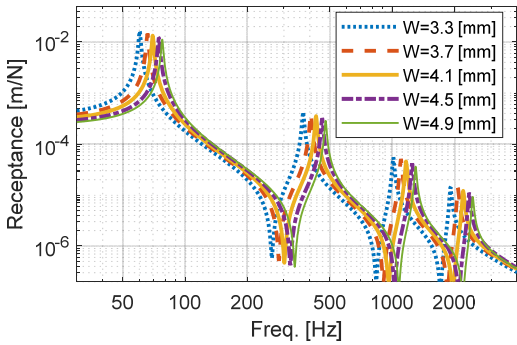
Fig. 6의 그래프에서는 위와 같이 특정 설계변수에 따른 receptance의 변화를 관찰할 수 있다. Fig. 6의 (a), (b), (c)에서 각 설계변수는 점선, 파선, 굵은 실선, 일점쇄선, 얇은 실선 순으로 작아진다.

Fig. 6부터 각 주름관의 형상 설계변수에 대한 동

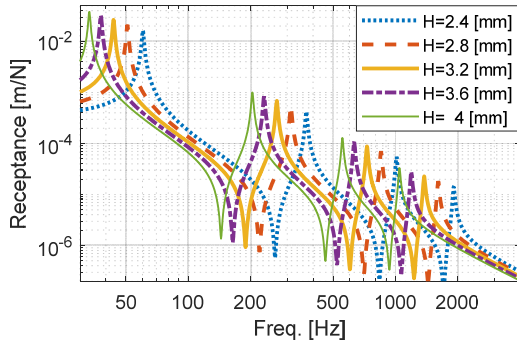
특성의 변화를 관찰 할 수 있다. 동특성에서 중요한 지표들 중 2가지는 고유진동수와 동강성이다.

3가지 형상 설계변수에 대한 1차~4차 고유진동수의 변화를 Fig. 7에 나타내었다. Fig. 7에서 실선, 파선, 점선, 일점쇄선 그래프는 각각 1차, 2차, 3차, 4차 고유진동수를 의미한다. Fig. 7의 (a), (b), (c) 그래프에서는 각각 산 폭 W , 산 높이 H , 골 폭 M 에 대한 1차~4차 고유진동수의 변화를 관찰할 수 있다.

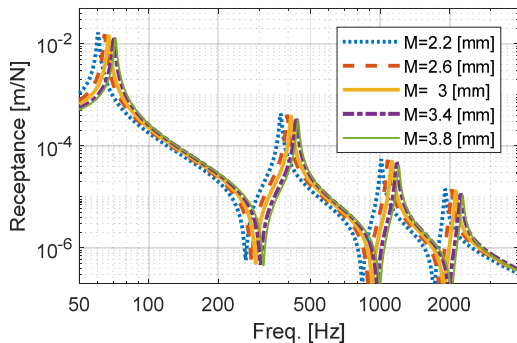
Fig. 7을 관찰해보면, 산 폭 W 과 골 폭 M 이 증가할



(a) $H=2.4$ mm, $M=2.2$ mm

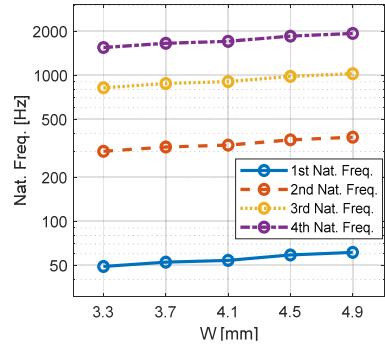


(b) $W=3.3$ mm, $M=2.2$ mm

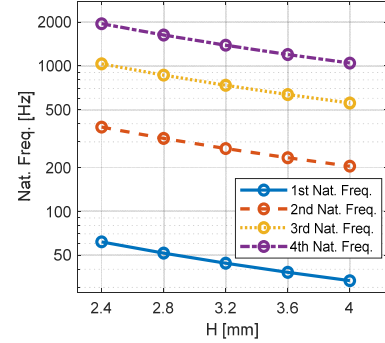


(c) $W=3.3$ mm, $H=2.4$ mm

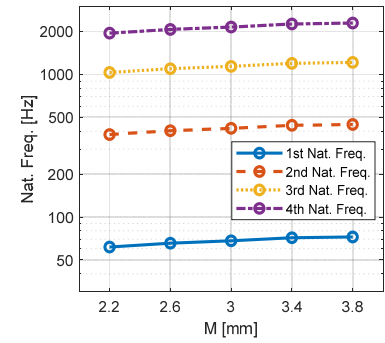
Fig. 6 Variation of receptance of pipe according to the shape of bellows



(a) $H=2.4$ mm, $M=2.2$ mm



(b) $W=3.3$ mm, $M=2.2$ mm



(c) $W=3.3$ mm, $H=2.4$ mm

Fig. 7 Variation of natural frequencies of pipe according to the shape of bellows

수록 1차~4차 고유진동수가 증가하는 것을 알 수 있다. 반대로, 산 높이 H 가 증가할수록 고유진동수는 감소하였다. 또한, Fig. 7의 세 가지 변수에 대한 그래프 중 산 높이 H 에 대한 고유진동수의 변화가 가장 민감한 것을 확인할 수 있다.

동강성(dynamic stiffness)은 receptance의 역수로 얻을 수 있고, 정강성(static stiffness)은 0 Hz일 때의 동강성의 값이다.

3가지 주름관 형상 설계변수에 대한 1차~4차 동강

성과 정강성 (at 0 Hz)의 변화를 Fig. 8에 나타내었다. Fig. 8에서 얇은 실선, 굵은 실선, 파선, 점선, 일점쇄선 그래프는 각각 정강성, 1차, 2차, 3차, 4차 동강성을 의미한다. Fig. 8의 (a), (b), (c) 그래프에서는 각각 산 폭 W , 산 높이 H , 골 폭 M 에 대한 정강성과 동강성의 변화를 관찰할 수 있다.

Fig. 8을 관찰해보면, 산 폭 W 과 골 폭 M 이 증가할수록 정강성과 1차~4차 동강성은 증가한다. 반대로, 산 높이 H 가 증가할수록 정강성과 동강성은 감소하였다. 또한, Fig. 8의 세 가지 변수에 대한 그래프 중 산 높이 H 에 대한 정강성과 동강성의 변화가 가장 민감한 것을 확인할 수 있다. 즉, 각 설계변수에 대한 동강성과 고유진동수의 경향이 유사한 것을 확인할 수 있었다.

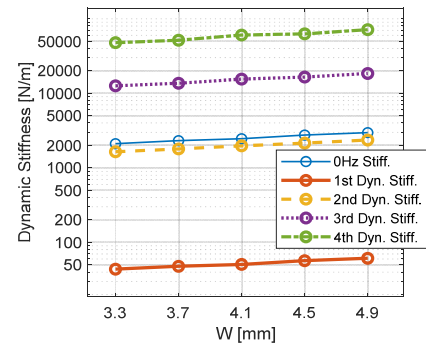
3.2 주름관의 위치에 따른 동특성의 경향

이 절에서는 임의의 배관에서 주름관이 삽입되는 위치에 대하여, 주름관의 동특성이 어떻게 변하는지를 알아보고자 한다.

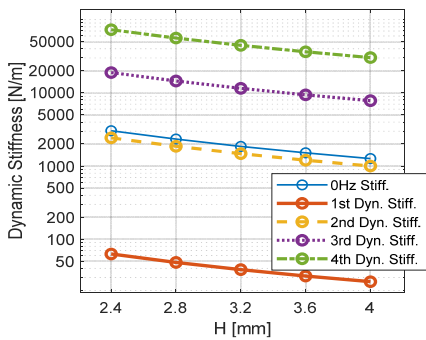
(1) 해석모델

주름관의 삽입위치 L_{st} 에 대한 동특성을 알아보기 위한 해석 모델은 Fig. 9와 같다. 여기서 점 O 는 배관 진행방향의 시작지점이다.

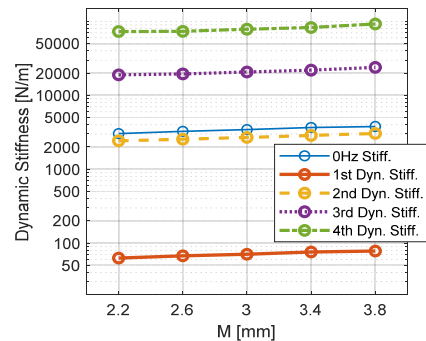
해당 배관 해석모델의 치수는 실제 가전제품에 사용되는 배관의 치수를 고려하여 선정하였다. 배관의 전체길이는 863.2 mm이고, 배관의 직경 D 는 11.7 mm이고, 두께는 1 mm이다. 배관의 각 파트의 길이는 $L_1=225.0$ mm, $L_2=\pi \times 35$ mm = 110.0 mm, $L_3=389.1$ mm, $L_4=\pi \times 35$ mm = 110.0 mm 그리고 $L_5=29.1$ mm이다.



(a) $H=2.4$ mm, $M=2.2$ mm



(b) $W=3.3$ mm, $M=2.2$ mm



(c) $W=3.3$ mm, $H=2.4$ mm

Fig. 8 Variation of dynamic stiffness according to the shape of bellows

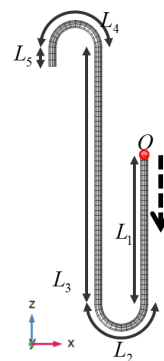


Fig. 9 Finite shell element model of uniform curved pipe without bellows ($M=10$)

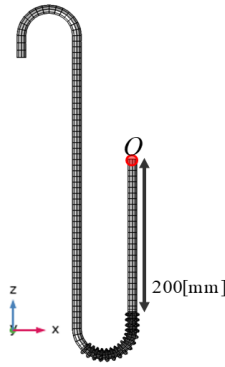


Fig. 10 A typical example of the location of bellows in a curved pipe ($M=10$)

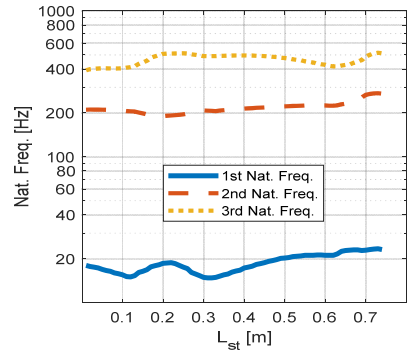
배관의 물성치는 Table 2에 나타내었다. Fig. 9에 삽입 될 주름관의 형상(geometry)은 $W=4.1$ mm, $H=3.2$ mm, $M=3.0$ mm 그리고 $L_{Bel}=106.5$ mm이다. 여기서 L_{Bel} 은 주름관의 길이이다.

예를 들어 주름관이 점 O 에서부터 떨어진 거리, 즉, 주름관의 삽입위치 L_{st} 가 200 mm 일 때 배관의 형상은 Fig. 10과 같다.

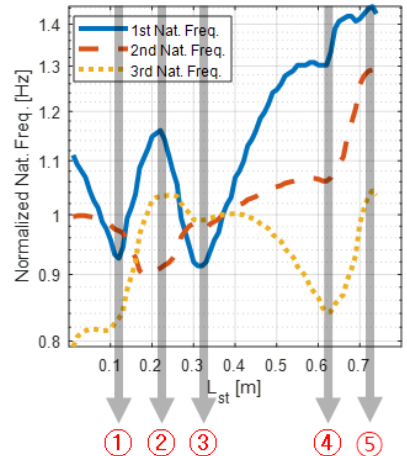
(2) 해석결과

이 절에서는 Fig. 9의 곡선관에 주름관의 삽입위치 L_{st} 를 변화시키며, 동특성(고유진동수 및 동강성)의 변화를 확인해 보았다. 이를 파악을 위하여 주름관을 점 O 에서부터 시작하여 10 mm씩 이동시켜가면서 75번의 유한요소 모델링과 유한요소해석을 수행하였다. 경계조건으로는 점 O 를 6자유도 구속하고, 배관의 반대 끝단에 자유(free)경계조건으로 둔다. 배관의 자유단에 y 방향으로 1N의 조화가진(harmonic force)을 하였다.

Fig. 11의 (a)는 주름관의 삽입위치 L_{st} 에 따른 고유진동수 그래프이다. Fig. 11(b)는 L_{st} 에 따른 고유진동수의 변화를 자세히 살펴보기 위해, $L_{st}=370$ mm 일 때의 1차~3차 고유진동수를 기준으로 정규화한 그래프이다. 각 그래프에서 실선, 파선, 점선 그래프는 각각 1번째, 2번째, 3번째 고유진동수를 의미한다. Fig. 11(b)의 ①은 주름관이 1번째 곡선배관부에 진입하는 지점으로, $L_1 - L_{Bel}=118.5$ mm이다. ②는 주름관이 완전히 1번째 곡선배관부부에 들어간 지점으로, $L_1=225.0$ mm에서 $L_1 + L_2 - L_{Bel} = 228.5$ mm사이이다. ③은 주름관이 1번째 곡선배관부에서 완전히 빠져나온 지점으로, $L_1 + L_2 - L_{Bel}=335.0$ mm이다. ④는 주름관이 2번째 곡선 배관부를 진입하는 지점으로,



(a) Natural frequency



(b) Normalized natural frequency

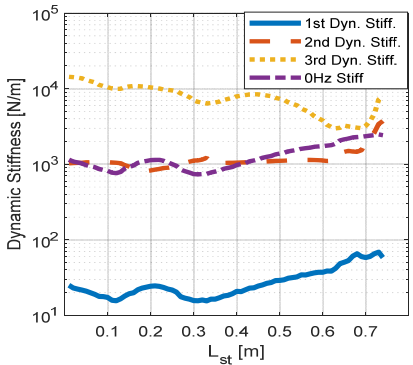
Fig. 11 Variation of natural frequency of curved pipe according to the location of bellows

$L_1 + L_3 + L_3 - L_{Bel} = 617.6$ mm이다. ⑤는 주름관이 완전히 2번째 곡선배관부에 들어간 지점으로, $L_1 + L_2 + L_3 = 724.1$ mm에서 $L_1 + L_2 + L_3 + L_4 - L_{Bel} = 727.6$ mm사이의 구간이다.

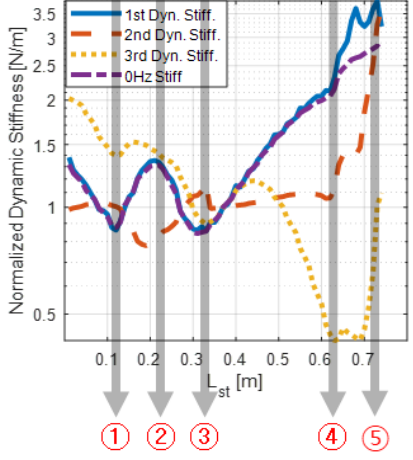
Fig. 11를 보면 주름관의 삽입위치와 배관 커브구간의 상대적인 위치에 따라 기울기가 급격하게 바뀌는 지점이 발생하는데, 그 지점이 바로 ①~⑤지점이다.

Fig. 12의 (a)는 주름관의 삽입위치 L_{st} 에 따른 동강성과 정강성 (at 0 Hz) 그래프이다. 마찬가지로, Fig. 12의 (b)는 L_{st} 에 따른 동강성의 변화를 자세히 살펴보기 위해, $L_{st}=370$ mm일 때의 동강성의 값을 기준으로 정규화한 그래프이다. 각 그래프에서 실선, 파선, 점선, 일점쇄선 그래프는 각각 1번째, 2번째, 3번째 동강성 그리고 정강성을 의미한다. Fig. 12(b)에 나타난 ①~⑤ 구간의 의미는 Fig. 11(b)에서와 동일하다.

Fig. 12를 보면 ‘주름관의 삽입위치’와 ‘배관의 곡선



(a) Dynamic stiffness



(b) Normalized dynamic stiffness

Fig. 12 Variation of dynamic stiffness of curved pipe according to the location of bellows

부분'의 상대적인 위치에 따라, 동강성의 기울기가 급격하게 바뀌는 지점이 발생하는데, 그 지점은 ①~⑤지점이다. 이러한 특징은 고유진동수의 경향과 흡사하다.

Fig. 11과 Fig. 12를 보면, '주름관 삽입위치'에 따른 배관의 동특성은 '주름관이 전체 배관에서 차지하는 위치'에 따라, '주름관의 삽입위치'와 '배관의 곡선부분'의 상대적인 위치에 따라, '동특성(고유진동수와 동강성)의 차수'에 따라 달라지는 것으로 보인다. 즉, 주름관의 삽입위치 L_{st} 는 여타의 형상관련 설계변수(산 폭, 산 높이, 골 폭)와는 달리 임의의 배관의 형상에 따라 동특성이 달라지는 것을 알 수 있다. 따라서 주름관의 삽입위치 L_{st} 에 따른 전체 배관 시스템의 동특성은 배관의 형상이 바뀔 때마다 바뀌기 때문에, 배관의 설계변경이 이루어질 때마다 매번 새로 파악해야 한다는 것을 알 수 있다.

4. 결 론

이 연구에서는 배관의 효율적 유한요소 모델링을 위한 자동격자생성 알고리즘을 개발하였다. 제안된 알고리즘은 보(beam) 유한요소모델과 같이 '배관 단면의 중심 좌표들'과 '각 중심좌표에 대한 반지름정보'만 알면 자동으로 유한요소모델을 만들어 준다는 특징이 있다. 이런 특징으로 인하여 이 연구에서 제시한 자동격자생성 알고리즘을 사용하면 효율적으로 복잡한 형상을 갖는 배관 시스템의 동특성을 파악하는 것이 가능하였다. 그리고 이 자동격자생성 알고리즘을 이용하여 주름관이 들어간 배관의 동특성을 효율적으로 분석할 수 있었다.

제안된 자동격자생성 알고리즘을 이용해 주름관의 설계변수 4가지(산 폭, 골 폭, 산 높이, 주름관 삽입위치)를 바꾸어가며 수많은 해석을 효율적으로 수행하였다. 이 해석 결과들을 후처리하여 주름관의 4가지 설계변수에 대한 동특성(고유진동수, 동강성)을 관찰하였다.

그 결과, 주름관 자체의 형상에 관련된 설계변수 3가지(산 폭, 골 폭, 산 높이)에 대한 동특성의 변화는 다음과 같았다. 먼저, 산 폭과 골 폭이 증가할수록 주름관의 고유진동수와 동강성이 증가하였다. 반대로, 산 높이는 증가할수록 주름관의 고유진동수와 동강성이 감소하였다. 또한, 산 높이의 변화에 대한 고유진동수와 동강성의 변화가 가장 민감하였다. 주름관의 삽입위치에 따른 배관의 동특성은 배관자체의 형상에 따라 크게 달라졌다. 따라서 주름관의 삽입위치에 따른 배관 시스템의 동특성은 배관의 설계변경이 이루어질 때마다 수많은 해석결과를 통해 새로 파악해야 한다는 것을 알 수 있었다.

후 기

이 논문은 부산대학교 기본연구지원사업(2년)에 의하여 연구되었음.

References

(1) Lee, Y.-G., Jung, B.-K. and Jeong, W.-B., 2016, Optimization of the Shape of Loop-pipe in a Reciprocating Compressor Using Genetic Algorithm,

Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 26, No. 4, pp. 398~405.

(2) Seo, Y.-S., Jeong, S.-H., Lee, S.-H., Hong, C.-S. and Jeong, W.-B., 2006, Vibration Analysis of Pipes Considering Fluid Pulsation, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 16, No. 10, pp. 1050~1056.

(3) Lee, S.-H., Jeong, W.-B. and Seo, Y.-S., 2008, Finite Element Vibration Analysis of a Curved Pipe Conveying Fluid with Uniform Velocity, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 18, No. 10, pp. 1049~1056.

(4) Lee, J. B., Park, J. S., Shin, G. C., Nam, T. W. and Lee, J. O., 2002, Comparison of Stress Evaluation in vehicle of Automobile Exhaust System with Dynamic Stress Analysis, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 1275~1282.

(5) Kim, J.-B., 2010, A Study on Structural Analysis for the Bellows of Automotive Exhaust System, Journal of Korea Academia-Industrial Cooperation Society, Vol. 11, No. 4, pp. 1192~1196.

(6) Jakubauskas, V. F. and Weaver, D. S., 1998, Transverse Vibrations of Bellows Expansion joints. Part II: Beam Model Development and Experimental Verification, Journal of Fluids and Structures, Vol. 12, No. 4, pp. 457~473.

(7) Watanabe, M., Kobayashi, N. and Wada, Y., 2004, Dynamic Stability of Flexible Bellows Subjected to Periodic Internal Fluid Pressure Excitation, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol. 126, No. 2, pp. 188~193.

(8) Hong, J. H., Kim, Y. D., Lee, N. Y. and Lee, S. W., 2010, Prediction of Dynamics of Bellows in Exhaust System of Vehicle Using Equivalent Beam Modeling, Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers A, Vol. 39, No. 11, pp. 1105~1111.

(9) Bae, S.-H., Won, S.-G., Jeong, W.-B., Cho, J.-R. and Bae, S.-R., 2011, Finite Element Vibration Analysis of Multi-layered Damped Sandwich Beam with Complex Shear Modulus, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 21, No. 1, pp. 9~17.

(10) Won, S. G., Bae, S. H., Cho, J. R., Bae, S. R. and Jeong, W. B., 2013, Three-layered Damped Beam Element for Forced Vibration Analysis of Symmetric Sandwich Structures with a Viscoelastic Core, Finite

Elements in Analysis and Design, Vol. 68, pp. 39~51.

(11) Gawande, S. H. and Pagar, N. D., 2018, A Combined Numerical and Experimental Investigation on the Effect of Dynamics Characteristics of Metal Expansion Bellows, Journal of Vibration Engineering & Technologies, Vol. 6, pp. 401~416.



Man-Su Park received B.S. and M.S. from Pusan National University in 1997 and 1999, respectively. His major is rotor vibration. He is currently working at LG Electronics and leader of Air-solution CAE team.



Min-Jung Sim received B.S. and M.S. from Pusan National University in 2016 and 2018, respectively. She is currently a Ph. D candidate at Pusan National University. Her major is noise and vibration. Her research interests are in the area of finite/boundary element analysis of noise and vibration and multi-physics interactions.



Seong-gil Jang received B.S. and M.S. from Pusan National University in 2009 and 2011, respectively. His major is noise and vibration. He is currently working at LG Electronics and is researching the noise and vibration of air-conditioners.



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

발전기 고정자 웨지 견전성평가를 위한 신호분석 기법

Signal Analysis Technique for Integrity Evaluation of Generator Stator Wedge

오준석* · 손종덕* · 김희수* · 송기욱** · 배용채†
Joonseok Oh*, Jongduk Son*, Heesoo Kim*, Geewook Song** and Yongchae Bae†

(Received June 24, 2020 ; Revised July 24, 2020 ; Accepted August 4, 2020)

Key Words : Generator Stator Wedge(발전기 고정자 웨지), Wedge Tightness(웨지 체결 강도), Statistic Feature(통계적 특징값), Impact Test(충격 가진 시험)

ABSTRACT

This paper proposes the signal analysis technique for the evaluation of generator stator wedge tightness. To improve the existing qualitative method based on sound inspection, an impact excitation test was performed on the manufactured test bed similar to that of the domestic 500 MW generator. Six features were selected from the frequency and time domain through analysis of the vibration and force signals generated by the impact test. Moreover, a method to visually discriminate the status of wedge tightness based on 3D space is proposed.

기 호 설 명

\bar{x} : 데이터의 평균
 x_i : 표본집단의 데이터
 x_p : 데이터의 최대진폭(peak)
 x_s : 데이터의 실효치(RMS)
 σ : 표준편차

1. 서 론

발전기의 고정자(stator)에는 고정자 권선을 보호하고 지지하기 위해 웨지(wedge)를 활용하여 고정하고 있다. 웨지는 기계적 전자기적 하중이 결합된 영향으로 발생하는 고정자 코일(stator coil) 진동을 기계적으로 예방할 수 있는 유일한 부품으로 웨지가 삽입되

어 있는 강도에 따라서 웨지의 조임 상태가 달라지며 이를 웨지 체결 강도(tightness)라 한다.

웨지의 체결강도가 느슨해지거나 결함이 발생되면 고정자 슬롯(stator slot)에 고정자 코일을 단단히 고정하지 못하고 고정밀 절연체의 열화 또는 고장으로 이어져 전자기력(electromagnetic force) 불균형에 따른 높은 수준의 진동을 발생시킨다. 이에 따라 국내 발전소에서는 발전기 고정자의 웨지 체결강도 저하와 열화현상으로 인한 절연파괴 사고 발생을 미연에 방지하기 위해 발전기 고정자 웨지 검사를 주기적으로 수행하고 있다. 발전기 예방점검 시 주요 관심사 중 하나가 고정자 코일의 정상상태 유무이며, 고정자의 무결성을 정량적으로 평가하기 위해 수행되는 검사 중 하나가 고정자 웨지의 체결강도검사이다. 현재 웨지의 체결강도를 검사하는 방법은 전문 검사 인력이

† Corresponding Authors; Member, KEPCO Research Institute, Principal Researcher

E-mail : ychaenw@kepco.co.kr

* Member, KEPCO Research Institute, Researcher

** KEPCO Research Institute, Researcher

‡ Recommended by Editor Won Ju Jeon

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

수동으로 웨지를 타격 후 음향을 듣고 체결 강도를 판단하는 다음에 의한 청음 검사 방식이다. 현행과 같이 사람이 직접 웨지를 타격하여 검사하는 진단 방식은 작업자의 숙련도 및 주관적 경험과 같은 정성적인 요인에 따라 진단 결과가 상이해질 수 있으므로 웨지의 체결강도를 정량적으로 판단할 수 없는 문제가 발생할 수 있다.

이 연구에서는 현장에서 수행되고 있는 정성적인 검사방법을 개선하기 위해 임팩트 해머와 가속도 센서를 이용하여 웨지를 타격하는 임팩트 시험을 수행하였으며 타격 시 발생된 진동가속도(acceleration)와 힘(force)에 대한 신호 특성을 분석해 주파수 영역과 시간 영역에서 웨지의 체결 상태를 잘 반영하는 통계적인 특징(feature)값을 추출하였다. 이를 통해 기존의 다음 검사방법을 벗어나 데이터에 기반을 둔 정량적인 검사방법을 제안하고자 한다.

2. 데이터 측정 및 신호 분석

2.1 데이터 측정

웨지 체결강도를 시험하기 위해 국내 500 MW 발전기와 동일한 사양의 시험 장치를 제작하고 웨지의 상태를 모사하기 위해 이상(느슨한 체결)과 정상(강한 체결)으로 구분하여 제작하였다. Fig. 1의 ①~②번은 정상웨지이며, ③~④번은 웨지의 체결강도가 느슨한 이상웨지이다. 시험은 Fig. 2의 절차에 따라 수행하였다.

사용된 계측기는 OROS 8.3 model을 사용하였으며, 진동 가속도계 센서의 감도는 10.2 mV/m/s^2 , 측정범위 10 kHz인 ICP 타입이고, 임팩트 해머의 감도는 22.5 mV/N , 측정범위는 4448 N이다. Fig. 3과 같이, 웨지의 좌측에 가속도 센서를 설치하고 임팩트 해머 타격 시 저주파수 노이즈로 인해 응답신호에 bias가 발생하지 않도록 타격지점을 조정하여 센서와 타격점의 설치 위치를 최적화하였다.

측정되는 대상 웨지의 체결강도에 따라 ○, △, X로 분류하며, 진동 가속도(acceleration) 및 힘(force) 신호를 계측하여 Fig. 4와 같이 특징값을 추출하였다. 특징값은 주파수 및 시간영역에 대한 통계값을 사용하였으며, 이 연구에서는 계측된 웨지 신호로부터 체결 상태를 잘 반영할 수 있는 특징값을 추가적으로 추출하였다.

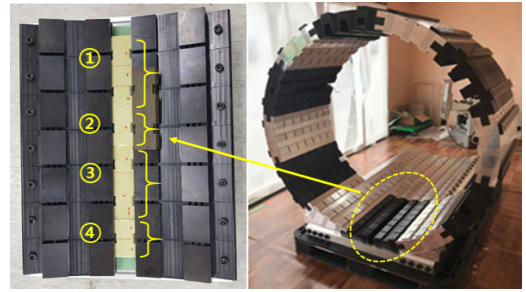


Fig. 1 Test bed for wedge tightness inspection

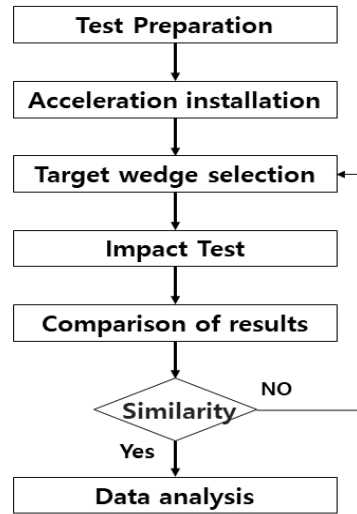


Fig. 2 Test procedure of wedge tightness inspection

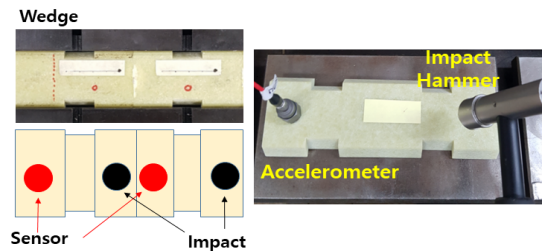


Fig. 3 Sensor installation and impact point

Table 1 Specification of measurement equipment

Item	Specification
Equipment	Model OROS 8.3
Acceleration sensor	Sensitivity : 10.2 mV/m/s^2 / range: 10 kHz
Impact hammer	Sensitivity : 22.5 mV/N / range: 4448 N
Freq. range	0 kHz ~ 5 kHz, lines: 6401

2.2 신호분석

Fig. 5에서 알 수 있듯이, 시간에 따른 진동가속도 (acceleration)와 힘(force)의 크기는 체결강도에 따라 반비례하는 것을 알 수 있다. 체결상태가 느슨해질수록 진동 가속도(acceleration)의 경우는 진폭크기가 높아지는 것을 알 수 있고, 힘(force)은 점차 크기가 낮아지는 것을 알 수 있다. 이는 체결강도가 높은 웨지

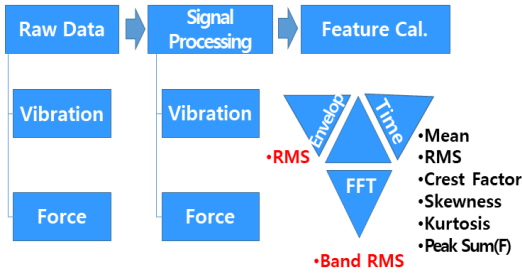


Fig. 4 Flow chart of signal processing

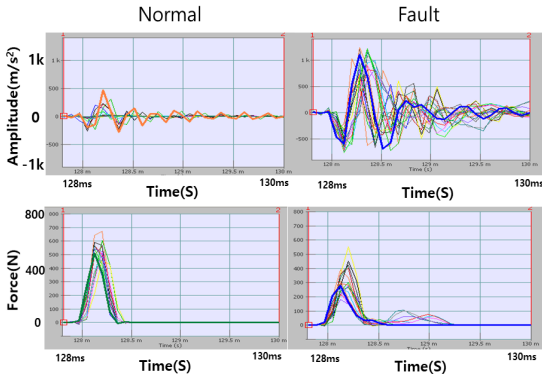


Fig. 5 Vibration and force signal characteristics in time domain

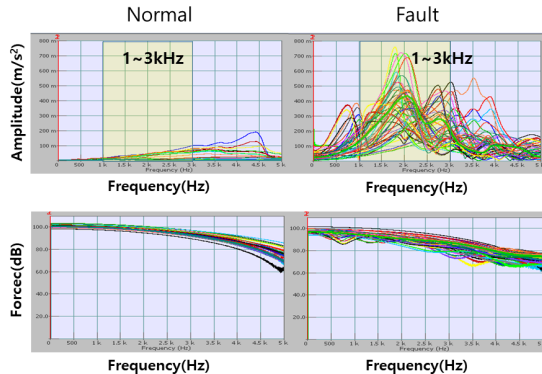


Fig. 6 Vibration and force signal characteristics in frequency domain

의 경우 임팩트 충격이 가해지더라도 응답신호는 빠르게 감쇠하여 웨지로 전달되는 진동 가속도의 진폭 크기가 작은 것을 알 수 있다. 이에 반해 힘(force)은 체결강도가 높은 웨지에서 신호형태가 뾰족하고 상대적으로 크기가 큰 신호가 계속되고, 체결상태가 느슨해질수록 임팩트 크기는 낮고 점차 왜곡되는 것을 확인할 수 있다. 주파수 영역에 대해서는 Fig. 6과 같이 체결강도가 높은 경우 주파수의 진폭이 낮고 고주파 성분에서도 높지 않은 진폭이 형성된다. 반면 체결상태가 느슨해질수록 1 kHz ~ 3 kHz 영역의 주파수 영역에 점차 진폭이 높아지는 경향을 보이고 있다.

Fig. 5의 힘과 진동 가속도의 관계가 반비례한 것은 체결강도가 강할수록 Fig. 6 그래프 좌측의 높은 주파수 영역까지 가진하게 되므로 Fig. 5 그래프 좌측의 시간영역에서는 힘(force) 신호가 뾰족한 형상으로 나타난다. 체결강도가 느슨하면 Fig. 6의 우측과 같이 높은 주파수 영역까지 가진 하지 못해 Fig. 5의 우측과 같이 뾰족한 형상이 나타난다. 이에 반해, 진동 가속도는 웨지가 느슨할수록 주변 지지물과 강하게 체결(부착)되어 있지 않아 작은 가진력에도 진폭이 커지는 것을 확인할 수 있다.

가속도(acceleration) 신호는 Fig. 7 상단의 그래프와 같이 매우 짧은 시간에 감쇠되는 특징이 있으며, FFT 분석 시에는 타격시에 발생하는 저주파수의 영향이 높아 웨지의 상태를 반영하는 고유주파수 추출이 어렵다.

이에 따라, 진동 가속도 진폭의 최대값으로 나누어 정규화(normalization)를 수행한 후 가중치를 부여한 함수를 원신호에 곱하여 센서로 들어오는 저주파의 잡음 및 bias를 제거하고 빠르게 감쇠되지 않는 신호를 제거함으로써 신호특성을 추출하기 위한 전처리를 수행하였다.

Fig. 8에서 좌측 그래프의 가속도(acceleration) 신호로부터 우측 그래프 같이 포락선(envelope) 성분을 추출하고 추출된 Envelope 신호를 FFT 변환하여 웨

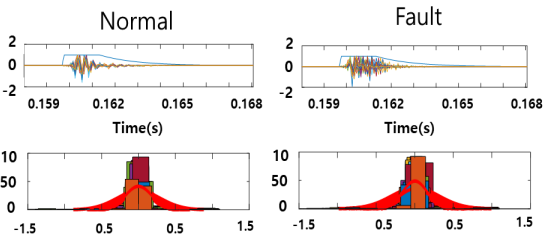


Fig. 7 Analysis of time signal

지의 특성주파수를 추출한다.

포락선(Envelope) 신호의 FFT 결과로부터 각 주파수의 크기를 제공하여 Fig. 9와 같이 파워 스펙트럼으로 변환하였으며, 이는 작은 값과 큰 값의 크기차를 더 강화시킴으로써 특정 주파수 대역의 성분값의 특성을 잘 나타내게 한다. 이에 따라, 각 신호 별 파워 스펙트럼의 RMS를 특징값으로 사용하였다.

신호처리과정 후에 변환된 파워 스펙트럼을 이용해 Fig. 10과 같이 주파수의 최대 진폭(peak)값을 해

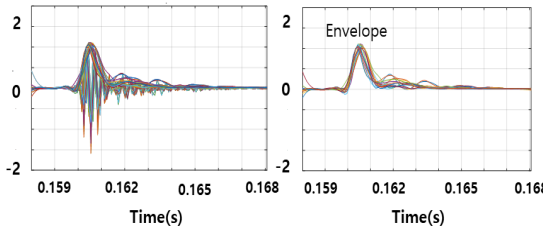


Fig. 8 Envelope pre-processing

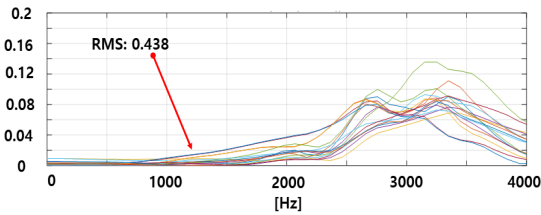


Fig. 9 Power spectrum RMS

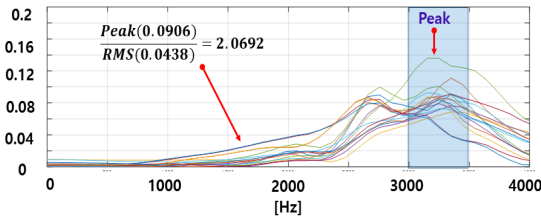


Fig. 10 Power spectrum peak/RMS

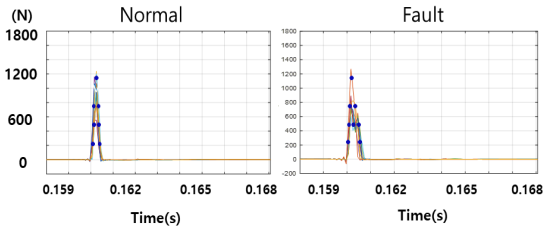


Fig. 11 Characteristics of excited force signal

당 신호의 실효치(root mean square, RMS)으로 나누어 특징값을 추출하였다. 주파수 영역에서 RMS는 각 진폭을 합산하게 되면 RMS를 구할 수 있다. 최대 진폭(peak)은 0 kHz ~ 4 kHz 범위에서 발생된 가장 큰 진폭값을 사용하였다. 이는 웨지의 상태(강한 결합 또는 느슨한 결합)에 따라 특성 주파수의 위치와 크기가 달라지는 것에 착안하여 해당 신호의 에너지값으로 최대 진폭(peak) 주파수를 나누어줌으로써 특성주파수의 상대적 크기값을 특징으로 사용하였다.

체결강도가 높은 웨지는 대체로 진폭이 Fig. 6 그래프 좌측과 같이 작아 실효치(RMS)도 낮고 최대 진폭(peak) 값도 작다. 체결강도가 느슨한 웨지는 진폭이 상대적으로 높고 실효치(RMS)도 크게 나오며 최대 진폭(peak)도 높게 나타난다. 특성 주파가 넓은 범위(1 kHz ~ 3 kHz)에 걸쳐 나타나는 경향이 있어 실효치(RMS) 대비 최대 진폭(peak)의 비를 특징점으로 사용하였다.

힘(force) 신호는 웨지의 체결 정도(강한체결, 느슨한 체결)에 따라 대상 웨지에 전달되는 힘의 크기가 달라진다. 체결강도가 높은 웨지는 타격된 힘의 크기가 잘 전달되므로 임팩트해머로 계속된 신호는 Fig. 11의 좌측과 같이 뾰족한 형태의 신호 특성을 가지지만 체결강도가 느슨한 웨지는 힘전달이 되지 못해 신호가 뭉통해지거나 왜곡되는 특성을 가진다.

가진된 힘(force)의 특성을 이용해 힘(force) 신호의 각 충격량 값들을 합산하여 이를 특징값으로 사용하였다. 신호가 왜곡되거나 뭉통해 질수록 동일위치에서 충격량 값들이 더 많이 발생되므로 체결강도가 느슨한 이상웨지에서 충격량 값들의 합의 크기가 커진다.

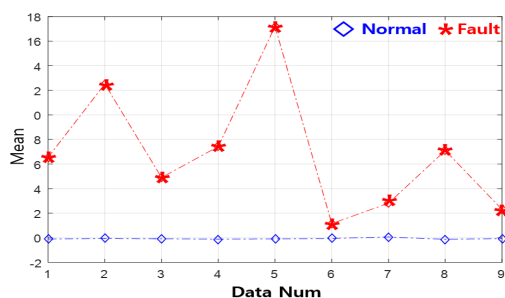
3. 특징값 추출

계산된 특징점에 기반하여 웨지의 체결강도 검출을 시도하였으며, 특징값에 따라 정상과 이상과의 크기값이 차이가 클수록 좋은 특징값이라고 할 수 있다. 사용된 각 특징값과 이에 대한 각 정의는 Table 2에 요약 정리하였다.

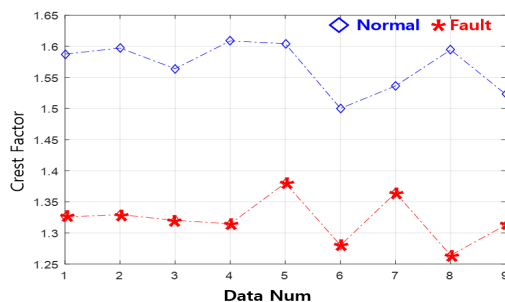
체결강도가 강하게 조여진 웨지와 느슨하게 조여진 웨지에 대해 8개의 특징점을 계산하여 진동 가속도(acceleration)와 힘(force)에 대해 각각 분별력이 높은 특징점을 아래 Fig. 12의 그래프로 나타내었다. 그래프의 결과와 같이 정상과 이상의 간격이 클수록 검출 변별력이 높은 특징값이다.

Table 2 Definition of Features

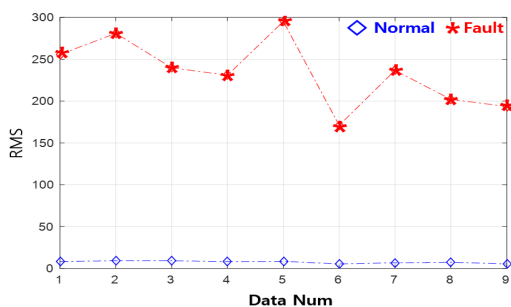
Feature	Definition	Feature	Definition
Mean	$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i$	Kurtosis	$\beta_2 = \frac{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i^4}{\sigma^4}$
RMS	$x_s = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n x_i^2}{n}}$	Envelope RMS	Envelope signal FFT rms
Crest factor	$CF = x_p / x_s$	FFT peak/RMS	$\frac{\text{Envelope signal FFT Peak}}{\text{rms}}$
Skewness	$\beta_1 = \frac{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i^3}{\sigma^3}$	Peak sum	$\sum Peak$



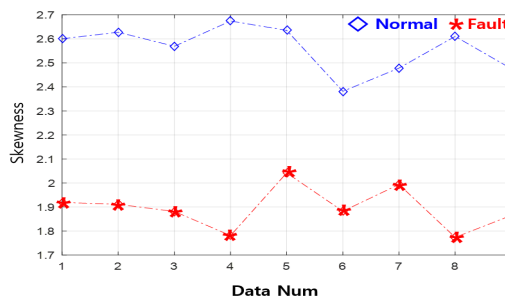
(a) Vibration - Mean



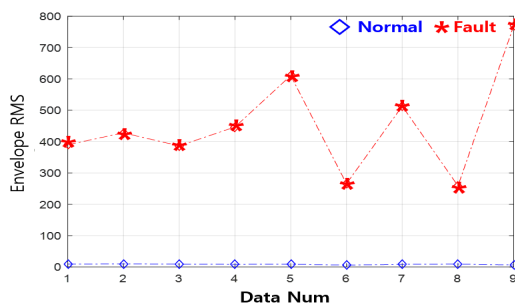
(d) Force - Crest factor



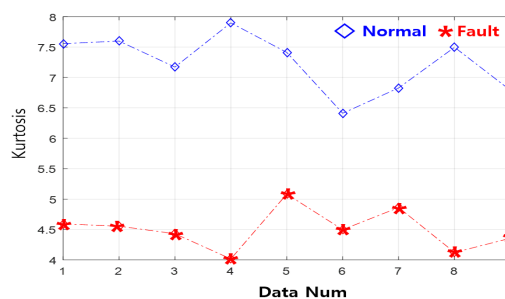
(b) Vibration - RMS



(e) Force - Skewness



(c) Vibration - Envelope RMS



(f) Force - Kurtosis

Fig. 12 The results of features based Wedge tightness

진동 가속도 신호는 8개의 특징값 중 평균(mean), 실효치(RMS), 포락선 실효치(envelope RMS)의 특징값이 웨지의 체결 상태를 구분하는 것으로 확인되었다. 힘(force) 신호는 파고율(crest factor), 왜도(skewness), 첨도(kurtosis)의 3가지 특징값이 웨지의 체결 상태를 구분하는 것으로 확인되었으며, 이에 대해 Table 3에 결과를 요약하였다.

결과를 살펴보면, 진동 가속도로부터 추출된 특징값은 앞서 설명한 진폭의 크기(magnitude)에 영향을 많이 받는 평균, 실효치가 분별력이 높은 것으로 나타났다으며, 힘(force)으로부터 추출된 특징값은 신호의 형상(shape) 즉 뭉통하거나 왜곡된 정도를 표현할 수 있는 특징값이 분별력이 높게 나타났다.

Table 3 Feature based pattern detection

Signal	Feature
Acceleration (vibration)	· Mean · RMS · Envelope RMS
Force	· Crest Factor · Skewness · Kurtosis

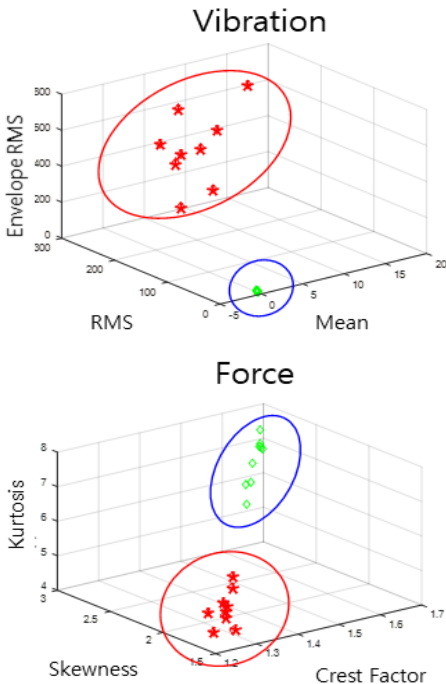


Fig. 13 Comparison results of 3-dimension based wedge tightness

추출된 6개의 특징값을 3차원의 특징공간으로 각각 나타내본 결과 Fig. 13과 같이 정상(강한 체결강도)과 이상(느슨한 체결강도)이 가시적으로 분리가 되는 것을 확인할 수 있으며, 특징값을 이용한 웨지의 체결 상태를 판단하는데 효율적인 시각화 방법임을 확인하였다.

4. 결 론

이 연구는 발전자 고정자 웨지 건전성평가를 위한 신호분석 기법에 관한 것으로 힘, 가속도 신호에 대한 특징점과 그의 결합을 제안하여 웨지의 체결 강도 측정의 정확성을 향상시킨다. 발전기 웨지의 체결 강도를 확인하기 위해 진동 가속도 신호와 힘신호의 특징값을 이용하였으며, 진동 가속도는 평균(mean), 실효치(RMS), 포락선 실효치(envelope RMS)가 웨지의 체결 강도에 대한 변별력이 높았으며, 힘은 파고율(crest factor), 왜도(skewness), 첨도(kurtosis)가 변별력이 높은 것을 확인하였다. 추출된 특징점을 3차원 특징공간을 활용함으로써 웨지의 체결 상태를 시각적으로 판단할 수 있었다.

또한 다차원의 데이터를 활용함으로써 기존에 제안된 단차원 데이터에 기반한 방법론에 비해 오검출 가능성의 축소를 기대할 뿐 아니라 향후 자동화를 통해 정량화된 검사를 진행하여 반복성 있는 검사 및 진단 결과를 도출할 수 있으며, 전문가의 수동 진단을 대체하는 것이 가능할 것으로 예상된다. 최근 각광받고 있는 머신러닝 기법을 적용하여 이 연구에서 추출된 특징값을 이용 시 분류기(classifier)를 통해 측정결과와 신뢰도를 한층 더 높일 수 있을 것으로 기대된다.

후 기

이 연구는 한국전력공사 전력연구원의 “Intelligent Digital Power Plant 구축(세부 1과제)” 연구과제의 지원으로 수행되었습니다.

References

(1) Peng, X., Jia, Z., Gao, S., Guan, Z., Wang, L. and Wang, T., 2008, A New Method for Stator Slot

Wedge Testing of Large Generators, IEEE Transactions on Dielectrics and Electrical Insulation, Vol. 15, No. 4, pp. 933~940.

(2) Peng, X., Jia, Z., Gao, S., Wang, L., Guan, Z., Yang, J. and Wang, T., 2009, Laboratory Studies of a New Stator Slot Wedge Tester for HV Generators, IEEE Transactions on Energy Conversion, Vol. 24, No. 1, pp. 146~152.

(3) Ma, X., Lu, W. and Xie, H., 2001, Detecting Loose Stator Wedges in Large Motors, Proceedings of 2001 International Symposium on Electrical Insulating Materials (ISEIM 2001), 2001 Asian Conference on Electrical Insulating Diagnosis (ACEID 2001), 33rd Symposium on Electrical and Ele, pp. 685~688.

(4) Poombansao, T., Kongprawechon, W., Theeraworn, C. and Kittipiyakul, S., 2015, Automatic Wedge Tightness Classifying System by Support Vector Machine, 2015 6th International Conference of Information and Communication Technology for Embedded Systems, pp. 1~5.

(5) Poombansao, T., Kongprawechon, W., Kittipiyakul, S., Theeraworn, C. and Charoenlarp, M., 2014, Automatic Classifying Method for Wedge Tightness by Support Vector Machine and Artificial Neural Network, The 6th International Conference on Soft Computing and Intelligent Systems, and The 13th International Symposium on Advanced Intelligence Systems.

(6) Widodo, A. and Yang, B.-S., 2007, Application of Nonlinear Feature Extraction and Support Vector Machines for Fault Diagnosis of Induction Motors, Expert Systems with Applications, Vol. 33, No. 1, pp. 241~250.

(7) Widodo, A., Yang, B.-S. and Han, T., 2007, Combination of Independent Component Analysis and Support Vector Machine for Intelligent Faults Diagnosis of Induction Motors, Expert Systems with Applications, Vol. 32, No. 2, pp. 299~312.

(8) Widodo, A., Kim, E. Y., Son, J.-D., Yang, B.-S.,

Tan, A. C. C., Gu, D.-S., Choi, B.-K. and Mathew, J., 2009, Fault Diagnosis of Low Speed Bearing based on Relevance Vector Machine and Support Vector Machine, Expert Systems with Applications, Vol. 36, No. 3, Part 2, pp. 7252~7261.

(9) Hwang, W.-W. and Yang, B.-S., 2004, Fault Diagnosis of Rotating Machinery Using Multi-class Support Vector Machines, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 14, No. 12, pp. 1233~1240.

(10) Son, J.-D., Niu, G., Yang, B.-S., Hwang, D.-H. and Kang, D.-S., 2009, Development of Smart Sensors System for Machine Fault Diagnosis, Expert Systems with Applications, Vol. 36, No. 9, pp. 11981~11991.



Yong-Chae Bae received his Ph.D. degrees in Mechanical Engineering from Chonnam National University, Gwangju, Korea in 1995. Since 1986, he has been working for the Korea Electric Power Corporation Research Institute. He is currently a chief researcher with the Power Generation Lab., KEPCO Research Institute, Daejeon. His research interests include vibration analysis, mechanical integrity of generator stator windings, and monitoring and diagnostics of main equipment in power plants.



Joon-Seok Oh received his Master. degrees in Mechanical Engineering from Pukyong National University, Busan, Korea in 2011. Since 2019, he has been working for the Korea Electric Power Corporation Research Institute. He is currently a researcher with the Power Generation Lab., KEPCO Research Institute, Daejeon. His research interests include vibration analysis, signal processing, monitoring and diagnostics of main equipment in power plants.

항공기 탑재 발사대의 발사관 장입 로켓의 로켓 장입 상태에 따른 동특성 변화 분석

Analysis of Dynamic Characteristics Change According to Rockets Loading Status of Rocket Loaded in a Launch Tube of an Airborne Launcher

정희인[†] · 박지환* · 남규빈** · 이유허*

Hoein Jeong[†], Jihwan Park*, Guebin Nam** and Yukyoung Lee*

(Received July 17, 2020 ; Revised September 4, 2020 ; Accepted September 9, 2020)

Key Words : Rocket(로켓), Launch Tube(발사관), Launcher(발사대), External Store(외부장착물), Store(장착물), Dynamic Characteristics(동특성), Durability(내구성), Defense(방위산업)

ABSTRACT

This paper presents an analysis of a change in the dynamic characteristics with respect to the loading status of the rocket which is loaded in a launch tube of an airborne launcher. In addition, it determines the procedures for durability test. It was confirmed that the acceleration response of rockets depends on the distance of the airborne launcher from the mount, and the number of rockets loaded in the airborne launcher. The acceleration response increased with an increase in the distance of the airborne launcher from the mount, while it decreased with an increase in the number of rockets loaded in the airborne launcher. Consequently, it is proved that the most efficient test to verify the durability of the rocket is through loading one rocket at a suitable distance between the launcher and the mount. Moreover, frequency analysis showed that the natural frequency decreases and damping ratio increases as the number of rockets increases. This observation is expected to help in the design to avoid natural frequency.

기 호 설 명

- m : 질량
- k : 강성계수
- c : 감쇠계수
- x : 변위
- ω_n : 고유진동수 [rad/s]
- f_n : 고유진동수 [Hz]
- ξ : 감쇠비

1. 서 론

발사관(launch tube) 타입 발사대(launcher)의 경우, 발사관 내부에 로켓(rocket)이 장입된다. 발사관에 장입된 로켓은 구속 조건이 변함에 따라 동특성이 변화될 것이라 예상할 수 있다. 그러나 발사관과 로켓 사이의 구속 조건은 완전한 구속 조건이라 가정할 수 없다. 이에 따라, 해석적 방법으로 동특성을 예측하는 것이 불가능하다. 발사관에 로켓이 장입되어 있을 때,

[†] Corresponding Author ; Member, LIGNEX1, Senior Researcher
E-mail : hoiin85@hanmail.net
* Member, LIGNEX1, Senior Researcher
** LIGNEX1, Researcher

‡ Recommended by Editor Jung Woo Sohn

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

로켓은 발사관과의 간헐적 충돌로 인한 충격으로 로켓의 구조안정성에 좋지 않은 영향을 미칠 것이라 추측할 뿐이다.

항공 산업에서 구조안정성은 매우 중요하다. 구조안정성에 문제가 있을 경우 최악의 경우 항공기가 추락하는 등의 대형 사고가 발생할 수 있기 때문이다.

발사관 타입의 발사대의 경우, 발사대에 여러 개의 발사관이 존재할 수 있다. 발사관이 비어 있을 수도 있고, 모든 발사관에 로켓이 장입되어 있을 수도 있다. 발사관에 장입된 로켓의 수량 구성이 여러 가지로 구성될 수 있다. 여러 가지 장입 로켓의 수량 구성에 따라, 발사대의 동특성은 달라질 수 있을 거라 예측된다. 이에 따라 장입된 로켓의 동특성도 달라질 것이라 예측된다. 이 논문에서는, 발사대에 장입된 로켓의 구성에 따라, 발사관 타입 항공기 탑재 발사대에 장입된 로켓의 동특성을 실험적으로 분석하다. 또한, 실험 결과를 바탕으로 로켓의 내구성 시험 방법을 결정하였다.

2. 동특성 시험

2.1 시험 형상

시험에 사용한 항공기 탑재 발사대(airborne launcher)는 4개의 발사관을 가지며, 항공용 외부장착물(store)의 규격인 MIL-STD-8591에 따라 설계되어 Swaybrace-lug 장착 구조를 가진다. 형상은 Fig. 1과 같다. 발사관과 발사대는 체결구조로 구속되어 있다.

발사관에 로켓을 장입하게 되면 Fig. 2와 같이 표현될 수 있다. 발사관과 로켓과의 구속 조건은 발사관 내부에 로켓이 장입되고 발사관의 끝단에 로켓을 구속하는 로켓 구속 장치(rocket locking device)와 로켓 멈춤 장치(rocket stopper)가 있다. 로켓 구속 장치

는 로켓을 X방향으로만 구속할 수 있고, 발사시 추력에 의하여 구속이 해제된다. 로켓 멈춤 장치는 로켓 장입시 로켓이 발사관 뒤로 이탈되지 않게 막아주는 장치이다. 발사관에 로켓이 장입되면 Y/Z방향은 구속은 완전한 구속 조건이 아니다. 발사관과 로켓 사이에는 약 2 mm 이내의 간격이 존재하지만, 발사관 내벽에 의하여 외부 이탈이 방지된다.

2.2 시험 방법

(1) 시험 Setup

B&K사의 가진 시스템을 이용하여 white-noise random vibration PSD(5 Hz ~ 500 Hz, 0.007 g²/Hz, 1.86 Grms)로 X/Y/Z축 각각 시험 case별 5분씩 가진하였다. DAQ(data acquisition)은 HBM사의 MX840BR을 사용하였다. 동특성 시험시, 일반적으로 impulse hammer를 통한 모드 테스트나 Sine-sweep test를 수행한다. 그러나, 스웨이브레이스-러그의 장착 구조는 비선형성이 발생될 수 있는 구조이므로, impulse hammer의 일시적인 충격보다는 연속적인 가진을 통하여 동특성을 분석하는 것이 타당하다고 판단하였다. 그리고, sine-sweep test는 sweep-rate에 따라 동특성이 달라질 수 있으므로 random 신호를 통한 동특성 시험을 하였다. 또한, 항공기 탑재 발사대는 탑재 플랫폼에 따라 random 신호 특성이 달라지므로, 탑재 플랫폼의 특성이 고려되지 않고, 신호처리에 유리하도록 white-noise random 신호를 사용하였다.

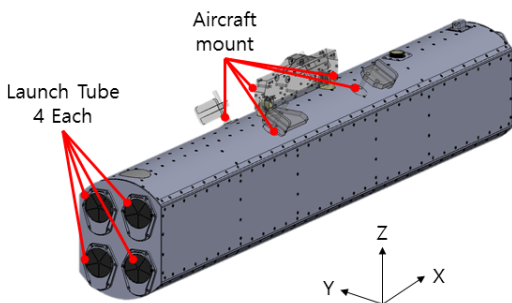


Fig. 1 Experimental configuration

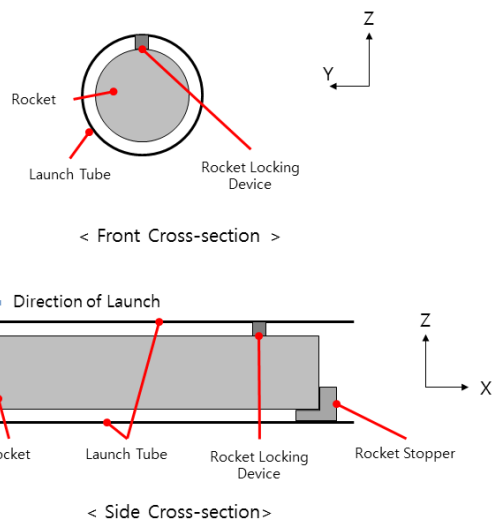


Fig. 2 Schematic diagram of a launch tube and a rocket

(2) 시험 Case

발사대의 발사관은 4개이며, 발사관은 발사대를 기준으로 좌우 대칭으로 배치되어 있다. 이에 따라 발사대의 발사관에 로켓이 1개 ~ 4개 장입되었을 때, X/Y/Z 3축 방향에 대하여 총 27 case의 시험 case를 선정하였다. 시험 케이스 선정시, 발사대의 경계 조건의 위치와 좌우 대칭을 고려하여 선정하였다. 발사대 내 발사관 식별 번호는 Fig. 3과 같고, 시험 케이스는 Table 1과 같다.

(3) 가속도 측정 위치

발사관에 장입된 로켓의 진동레벨을 확인하기 위하여 B&K사의 3축 가속도 센서를 로켓에 1개 부착하여 측정하였다. 3축 가속도 센서의 부착 위치는 무게 중심에 최대한 가까운 부분에 부착하였다. 측정 위치는 Fig. 4와 같다. 발사대의 항공기 장착부와 가까운 상부발사관과 조금 더 먼 하부발사관에서의 동특성이 다를 것이라고 판단하였다. 그래서, case 1과 case 3에서는 발사관 #2에 장입된 로켓에 센서를 부착하였고, 나머지 실험 case에서는 발사관 #3에 장입된 로켓에 센서를 부착하였다.

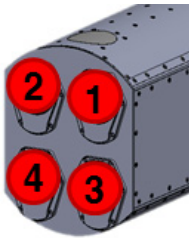


Fig. 3 Launch tube identification number

Table 1 Several types of flow mode

Case number	Number of rockets	Position of rockets		Tube #1	Tube #2	Tube #3	Tube #4
		Top	Bottom				
1(X/Y/Z)	1	1	0	-	0	-	-
2(X/Y/Z)		0	1	-	-	0	-
3(X/Y/Z)		2	0	0	0	-	-
4(X/Y/Z)	2	1	1	0	-	0	-
		Right	Right	-	0	0	-
		1	1	-	0	0	-
5(X/Y/Z)	2	Left	Right	-	0	0	-
6(X/Y/Z)		0	2	-	-	0	0
7(X/Y/Z)		2	1	0	0	0	-
8(X/Y/Z)	3	1	2	0	-	0	0
9(X/Y/Z)		4	2	0	0	0	0

발사관에 장입된 로켓의 경우, 길이방향으로 긴 로켓의 한쪽 끝단만 X방향으로 구속이 되어 있고, 발사관 내부에서 로켓이 모든 방향으로의 거동이 발생할 수 있기 때문에 3축 가속도를 모두 측정할 필요가 있다고 판단하였다.

3. 동특성 분석

3.1 응답 가속도 기준 로켓의 동특성 분석

장입 상태의 로켓 동특성 분석시, 로켓은 1개의 축 방향으로 가진시켜도, 로켓은 3축 방향으로 거동하게 되므로 3축 방향의 모든 응답 가속도를 시간영역에서의 RMS 평균을 기준으로 분석하였고, 3축 방향의 모든 RMS 응답 가속도 평균의 합산값을 기준으로 분석하였다.

(1) 상/하부 발사관 로켓 장입시 로켓의 응답 가속도 비교 분석

시험 전, 발사대의 항공기 장착부에서 멀어질수록, 항공기 장착부를 기준으로 로켓의 관성모멘트가 커질 것으로 예측하였다. 상부 발사관에 로켓을 장입하였을 때의 로켓의 응답 가속도와 하부 발사관에 로켓을 장입하였을 때의 로켓의 응답 가속도의 비교를 통하여 사전에 예측한 것을 실험 결과로 확인하였다.

X축으로 가진 시, 로켓을 상부 발사관에 1개의 로켓을 장입했을 때(case 1)보다 하부 발사관에 1개의 로켓을 장입했을 때(case 2)의 로켓의 응답 가속도가 증가하였고, 로켓을 상부 발사관에 2개의 로켓을 장입했을 때(case 3)보다 하부 발사관에 2개의 로켓을 장입했을 때(case 6) 로켓의 응답 가속도가 증가하였다.

Y축과 Z축으로 가진시, 3축 방향의 로켓의 응답 가속도의 비교 결과는 X축 가진시의 시험 결과와 동일하게 상부 발사관에 로켓을 장입했을 때보다 하부

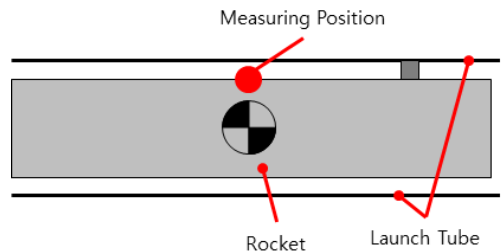


Fig. 4 Measuring position of a launch tube and a rocket

발사관에 로켓을 장입했을 때 로켓의 응답 가속도는 증가하였다. X축 가진시의 비교 결과는 Fig. 5에서 확인할 수 있다. Y/Z축 결과는 생략한다.

(2) 상부 발사관에 로켓 추가 장입시 로켓의 응답 가속도 비교 분석

임의의 로켓 장입 구성 상태에서, 상부 발사관에 로켓을 추가 장입하였을 때의 응답 가속도의 변화를 분석하였다.

X축으로 가진 시, 상부 발사관에 로켓을 추가 장입할 경우, 모든 상황에서 로켓의 응답 가속도가 감소하였다. Y축과 Z축으로 가진 시, 3축 방향의 로켓의 응답 가속도의 비교 결과는 X축 가진 시의 시험 결과와 동일하게 상부 발사관에 로켓을 추가 장입할 때 로켓의 응답 가속도는 감소하였다. Y축 가진 시의 비교 결과는 Fig. 6에서 확인할 수 있다. X/Z축 결과는 생략한다.

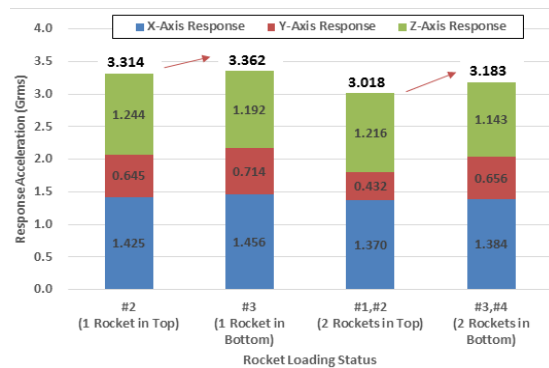


Fig. 5 Comparison of response acceleration of the rocket loaded in the top/bottom launch tube by X-axis excitation

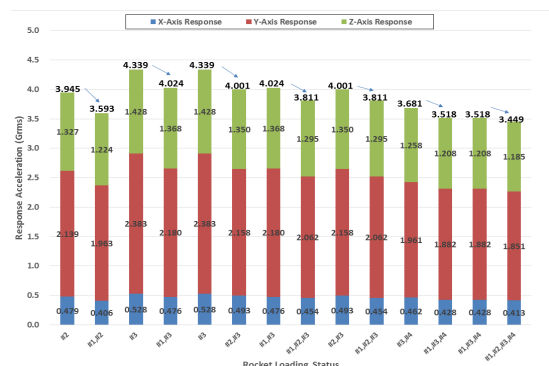


Fig. 6 Comparison of response acceleration, when additional rocket is loaded in the top launch tube by Y-axis excitation

(3) 하부 발사관에 로켓 추가 장입시 로켓의 응답 가속도 비교 분석

임의의 로켓 장입 구성 상태에서, 하부 발사관에 로켓을 추가 장입하였을 때의 응답 가속도의 변화를 분석하였다.

X축으로 가진 시, 하부 발사관에 로켓을 추가 장입할 경우, 모든 상황에서 로켓의 응답 가속도가 감소하였다. Y축과 Z축으로 가진 시, 3축 방향의 로켓의 응답 가속도의 비교 결과는 X축 가진 시의 시험 결과와 동일하게 하부 발사관에 로켓을 추가 장입할 때 로켓의 응답 가속도는 감소하였다. Z축 가진 시의 비교 결과는 Fig. 7에서 확인할 수 있다. X/Y축 결과는 생략한다.

3.2 주파수 분석을 통한 로켓의 동특성 분석

로켓의 장입 수량 구성에 따른 로켓 동특성을 주파수 응답 함수에서 가장 큰 응답을 나타내는 1차 모드를 기준으로 분석하였다.

3축으로 방향으로 각각 가진 시, #3 발사관에 장입된 로켓을 기준으로 주파수 응답함수를 3축 방향 모두에 대하여 분석하였다. 분석 결과, 장입된 로켓의 수량이 증가할수록 1차 모드에서의 고유진동수는 감소하였고, 감쇠비는 증가하였다. 이러한 현상은 1-DOF의 시스템으로 가정하여 설명할 수 있다. 1-DOF 시스템은 Fig. 8과 같이 나타낼 수 있으며, 식 (1) ~ (4)와 같이 표현할 수 있다.

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

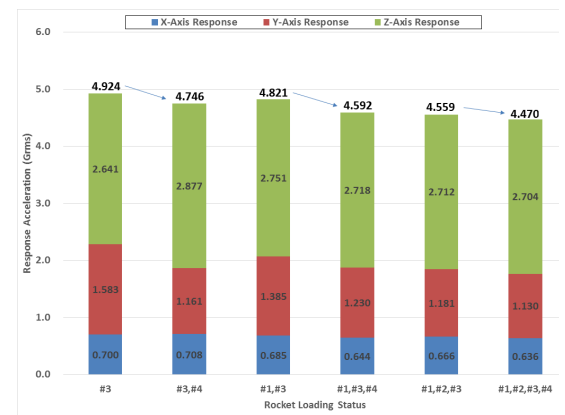


Fig. 7 Comparison of response acceleration, when additional rocket is loaded in the bottom launch tube by Z-axis excitation

$$m\ddot{x} = -c\dot{x} - kx \tag{2}$$

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \tag{3}$$

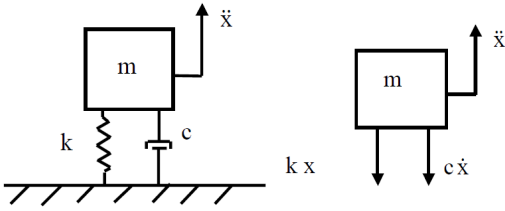


Fig. 8 Schematic and free body diagram

$$\ddot{x} + \left(\frac{c}{m}\right)\dot{x} + \left(\frac{k}{m}\right)x = 0 \tag{4}$$

식 (4)로부터 식 (5), (6)과 같이 표현할 수 있다.

$$\left(\frac{c}{m}\right) = 2\xi\omega_n, \quad \omega_n = \frac{c}{2\xi m} \tag{5}$$

$$\left(\frac{k}{m}\right) = \omega_n^2, \quad \omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \tag{6}$$

식 (5)를 통하여 실험 결과를 분석하면, 로켓이 장입되는 수량이 증가할수록 장입된 로켓의 무게 증가로 m 이 증가하고 감쇠비 ξ 가 증가하여 고유진동수는 감소한 것이라 분석될 수 있다.

또, 식 (6)을 통하여 실험 결과를 분석하면, 로켓이 장입되는 수량이 증가할수록 로켓의 무게 증가로 m 이 증가하여 고유진동수는 감소한 것이라 분석될 수 있다.

Fig. 9와 Fig. 10은 X축 가진 시 로켓 장입 수량에 따라 3번 발사관에 장입된 로켓의 X방향 1차 모드와 고유진동수와 감쇠비를 보여주는 실험 결과이다.

4. 결 론

로켓 장입 상태 변화에 따른, 발사관 타입 항공기 탑재 발사대에 장입된 로켓의 동특성을 실험적으로 분석하였다. 동특성 분석 시, 응답 가속도의 크기와 주파수 응답 함수를 기준으로 각각 분석하였다.

로켓의 응답 가속도의 크기를 기준으로 동특성 분석 결과, 하부 발사관에 장입된 로켓의 응답 가속도가 가장 큰 값이었다. 또한, 상/하부 발사관 어디에 로켓이 추가로 장입되던 관계없이 발사관에 장입되는 로켓의 수량이 많을수록 발사관에 장입된 로켓의 응답 가속도는 감소하였다. 결론적으로, 이 연구의 발사관 타입 항공기 탑재 발사대에 탑재되는 로켓의 경우 하부 발사관에 1개의 로켓이 장입되어 있는 상태에서 장입된 로켓의 응답 가속도가 가장 큰 값을 나타냈다. 방위 산업에서는 보수적으로 내구성 시험을 한다. 또한, 항공 산업 또한 안정성이 중요하기 때문에 보수적인 시험이 필요하다고 판단된다. 발사관에 장입된 로켓의 내구성 검증을 위해서는 하부 발사관에 1개의 로켓이 장입된 상태가 가장 보수적인 시험이라 할 수 있다.

로켓의 주파수 응답 함수를 통한 동특성 분석 결과, 장입된 로켓의 수량이 증가할수록 가장 진폭이

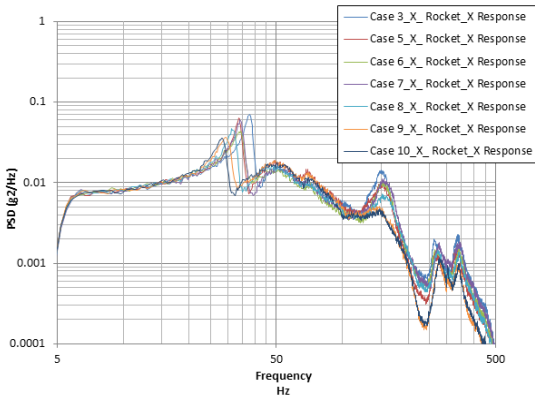


Fig. 9 Frequency response function of the #3 rocket according to the number of rockets loaded in the launch tubes by X-axis excitation

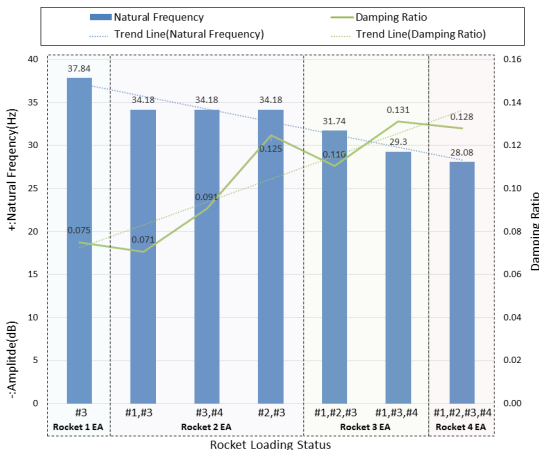


Fig. 10 Natural frequency and damping ratio in X-axis 1st mode of the #3 rocket according to the number of rockets loaded in the launch tubes by X-axis excitation

큰 1차 모드에서의 고유진동수는 감소하였고, 감쇠비는 증가하였다. 발사관 타입의 발사대에 장입된 로켓의 로켓 장입 상태에 따른 동특성 변화는 장입된 로켓의 수량이 증가에 따른 시스템 전체의 질량 증가의 영향이 크다고 할 수 있다. 항공기 탑재 발사대는 헬리콥터나 고정익 프로펠러 항공기에 주로 탑재되는데, 이 항공기들은 모두 회전하는 로터를 가지고 있다. 따라서 이러한 항공기들에 탑재된 발사대에 장입된 로켓은 항상 회전하는 로터의 주파수와 그 주파수의 조화 성분 주파수에 노출에 된다. 만약 로켓의 고유진동수와 로터에 의한 주파수가 중첩된다면, 위험한 상황이 발생할 수 있다. 따라서 이러한 고유진동수 특성 변화를 확인한 것이 의미 있다고 판단된다.

향후, 발사관에 로켓 장입 상태에 따른 항공용 발사대의 동특성 분석하여 발사대의 내구성 시험 방법과 발사 시퀀스에 대한 절차를 정립하는 것을 추가로 연구할 예정이다.

References

(1) Jeong, H. I., Park, J. H., Son, D. H. and Jang, J. Y., 2019, Study on Fatigue Life Estimation of an Aircraft External Store under Dynamic Loads, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 29, No. 4, pp. 462~469.

(2) Jeong, H. I., Choi, J. P., Lee, S.-K., Lee, J.-H., Son, D.-H. and Park, J. H., 2017, Study on Dynamic Characteristics of Structure by Incomplete Restraint Internal Mounting, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, p. 109.

(3) Cho, W. J., Son, D.-H., Jeong, H. I. and Ahn, S.-K., 2019, Analysis of Launcher Dynamic Characteristics According to Variation of Missile Stiffness, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, p. 148.

(4) Lee, J. H., Kwon, B., Park, N.-C. and Park, Y.-P., 2013, Dynamic Characteristic Analysis Procedure of Helicopter-mounted Electronic Equipment, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 23, No. 8, pp. 759~769.

(5) Department of Defense United States of America, 2014, Environmental Engineering Considerations and Laboratory Tests, Method 514.7 Vibration, MIL-STD-810.



Hoein Jeong is research engineer at Mechanical Engineering R&D Lab, LIG Nex1. He received a B.S. degree in Mechanical Engineering from Ajou University in 2011, and M.S. degree in Mechanical Engineering from Ajou University in 2013.

수중날개 부가탄성을 고려한 고유 응답 예측 연구

Natural Vibrations of Hydrofoils Considering Added Stiffness Effects

조 범 진* · 홍 석 윤** · 송 지 훈† · 권 현 웅***
Beom-Jin Joe*, Suk-Yoon Hong**, Jee-Hun Song† and Hyun-Wung Kwon***

(Received July 17, 2020 ; Revised September 7, 2020 ; Accepted September 23, 2020)

Key Words : Added Stiffness(부가탄성), Hydrofoil(수중날개), Natural Vibration(고유 응답), FSI(유체-구조연성)

ABSTRACT

Analyses of natural behaviors of flexible underwater structures are necessary for designing flexible hydrofoils and propellers. The added mass and stiffness of hydrofoils and propellers have an influence on the natural frequencies of underwater structures. In the previous studies, only added mass was considered for the analysis. This resulted in an increase in the error of estimations of natural frequency at high speed conditions. Therefore, to predict the natural frequency variance of underwater structures, the added stiffness must be taken into account. In this paper, the added stiffness of underwater hydrofoils dependent on the flow speed is derived. The added stiffness is obtained from a change of the hydrodynamic force with structural displacement and is calculated for varying flow speeds. Hybrid FSI analyses of hydrofoils are performed by considering the added stiffness in the structural system of the FSI. The natural frequencies of the hydrofoil are compared with the experimental values. The results show that the flow speed-dependent added stiffness is required to accurately predict natural responses of underwater structures in high speed environment.

1. 서 론

탄소강화섬유와 유리강화섬유와 같은 유연재료 제작 기술이 증가하며 강철로 제작하던 선박 및 해양구조물에 유연재료를 적용하는 사례가 증가하고 있다. 현재 소형 레저용 보트 및 어선 선체에 유연재료가 활발히 사용되고 있으며 수중날개와 추진기에 적용하기 위해 수중 구조에 대한 연구개발이 확대되고 있다.

유연체 구조는 주변 유체로부터 하중을 받았을 때 변형이 일어나는 특징이 있다. 이런 유연체 특성을 이용하여 구조설계를 하면 저진동, 경량, 저소음, 저비용의 구조를 제작할 수 있다.

유연체 수중 구조를 설계하기 위해서 구조가 주변 유체로부터 유체동력학적 힘을 받았을 때 거동을 예측할 수 있어야 한다. 구조의 변형이 일어나는 상황에서는 구조 변위와 유체흐름이 서로 연성되는 현상이 발생한다^(1,2). 이를 유체-구조연성이라 하며 해당 효과를 반영한 것이

† Corresponding Author ; Member, Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Chonnam National University, Professor
E-mail : jhs@jnu.ac.kr

* Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Seoul National University, Student

** Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Seoul National University, Professor

*** Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Koje College, Professor

‡ Recommended by Editor Jae Young Kang

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

유체-구조연성(fluid structure interaction, FSI) 해석이다. 유체-구조연성 해석은 공역학과 수리학 분야에 활발히 적용되고 있다. 공역학 분야의 경우 풍력발전기 날개, 공기터빈에 주로 적용되며^(1,3-5), 수리학의 경우 수중날개와 추진기가 주요 대상이다^(2,5,6). 유체-구조연성이 발생하는 환경에서는 구조가 주변 유체에 의한 부가효과를 받게 된다. 구조에 작용하는 부가효과에는 부가질량(added mass)과 부가탄성(added stiffness)이 있다^(7,8). 수중 구조의 경우 공기중 구조보다 부가효과에 의한 영향이 더 크다. 이는 물의 밀도가 공기대비 10^3 오더로 유체밀도와 구조밀도 사이 비율이 물에서 더 높기 때문이다. 따라서 풍력발전기 날개와 공기터빈에 대한 유체-구조연성 해석 시 부가효과를 무시하고 해석을 수행한다^(1,3-5). 하지만 수중 구조의 경우 물의 특성에 따라 부가효과가 구조에 미치는 영향이 크다. 수중 구조물에 작용하는 부가효과 중 부가질량에 대한 연구는 활발히 진행되어 왔다. Zarruk et al.⁽⁹⁾은 날개형상에 대하여 임펄스(impulse) 응답 실험을 수행하여 수중과 공기중 고유주파수를 계속하고 부가질량에 의한 차이가 발생함을 보였다. Liang et al.⁽⁷⁾과 Liao et al.⁽¹⁰⁾, Zeng et al.⁽¹¹⁾은 음향-구조연성 기법을 이용하여 수중 구조에 작용하는 부가질량을 도출하였다. 실험결과와 해석결과를 비교하였으며, 음향-구조연성 기법을 이용하여 수중구조의 부가질량을 예측할 수 있음을 확인하였다. Chae et al.⁽¹²⁾은 공역학에서 제시된 Theodorsen 이론을 이용하여 수중날개 응답을 2차원으로 단순화 한 후 고유주파수를 도출하였다. 구조응답 해석과 실험을 비교한 결과 수중날개의 고유응답을 단순화 모델로 예측할 수 있음을 확인하였다. Lee et al.⁽⁶⁾과 Li et al.⁽¹³⁾은 수중 추진기에 대하여 포텐셜 방법을 적용하여 부가질량을 고려하였다.

부가질량 예측 방법에 대한 검증은 모두 구조가 수중에 정지해 있는 상황에서 이루어졌다. 음향-구조연성 방법과 패널 방법, 구조거동 단순화 모델 모두 구조의 움직임이 없는 상황에 대해서 고유주파수를 정확하게 예측할 수 있다. 하지만 유동이 있는 상황에서는 수중 구조의 고유주파수가 변하는 현상이 나타나는 것이 실험을 통해 확인되었다⁽¹⁴⁻¹⁶⁾. 유속이 빨라질수록 정지상태의 고유주파수와 비교했을 때 차이가 커지는 것을 알 수 있다. Seeley et al.⁽¹⁴⁾은 수중날개에 대해서 유속에 따른 수중 고유주파수를 계속하였다. 유속에 따라 고유주파수가 변하는 현상은 계속

차에 의한 것으로 제시하였다. 수중날개 유속이 증가하며 구조의 고유주파수가 증가하는 현상이 서로 다른 실험에서 공통적으로 나타나는 것을 보았을 때, 유속과 무관한 부가질량만 고려하여 수중 구조의 고유주파수를 예측할 수 없음을 확인할 수 있다. 구조시스템에 영향을 주어 고유주파수 변화를 야기할 수 있는 것은 부가질량과 함께 부가탄성이 있다. Chae et al.⁽¹²⁾과 Zhang et al.⁽¹⁷⁾은 공역학에서 제시된 Theodorsen 이론을 수중날개에 적용하여 유체-구조연성 해석을 수행하였다. Theodorsen 이론에 부가탄성 항이 존재하나 유속에 따른 고유주파수 변화를 구현하지 못함을 확인할 수 있다. Gauthier et al.⁽¹⁸⁾은 유속에 따라 변하는 수중날개 고유주파수 실험결과를 이용하여 날개에 작용하는 부가탄성을 역추정하였다. 유속별 고유주파수 데이터에 대하여 피팅(fitting)을 통해 부가탄성을 도출하였다. 하지만 수중날개 고유주파수에 대한 실험값이 존재해야 부가탄성을 도출할 수 있으며, 물리적 배경이 없는 데이터 피팅을 활용했기 때문에 다른 구조물에 대해서는 부가탄성을 예측할 수 없다. 따라서 일반적인 수중 구조물에 대하여 유속에 따른 부가탄성 도출 연구가 필요하다. 부가탄성을 수중 구조해석에 적용하면 유속에 따라 변하는 구조의 고유주파수를 예측할 수 있다.

이 연구에서는 수중날개에 대하여 유속에 따른 부가탄성을 도출하였다. 수중날개에 작용하는 유체동력학적 힘과 구조변위 사이 관계를 이용하여 유속에 따른 부가탄성 값을 계산하였다. 대상 날개에 대한 부가탄성을 도출하여 하이브리드 유체-구조연성 해석에 반영했으며, 연성 해석을 통해 수중날개의 고유주파수를 도출하였다. 해석을 통해 구한 날개의 고유주파수를 실험값과 비교하였으며 부가탄성 고려 유무에 따른 수중 구조 고유주파수 예측 정확도를 분석하였다.

2. 부가탄성 반영 하이브리드 유체-구조연성

2.1 하이브리드 유체-구조연성

유동환경 속 구조물은 주변 유체의 압력과 점성력에 의한 힘을 받는다. 구조는 유체동력학적 힘에 의해 변형이 일어나게 되며 유연체의 경우 변위가 반대로 주변 유동에 영향을 준다. 이와 같은 상호 연관성이 유체-구조연성이다.

유체동력학적 힘은 구조 표면에서의 압력과 점성

력을 통해 구조로 전달된다. 반면 구조변위에 따른 영향은 구조물이 주변 유체를 밀어내며 나타난다. 따라서 유체와 구조의 경계면에서는 압력, 점성을 포함한 힘 성분과 속도가 일치한다. 유동의 경우 유속과 압력이 주요 변수이고 구조의 경우 변위가 주요 변수이기 때문에 유체와 구조의 경계면에서 각 변수에 대한 경계조건은 식 (1)과 (2)와 같다⁽⁸⁾.

$$[\sigma_F]\{n\} = [\sigma_S]\{n\} \tag{1}$$

$$\{v_S\} \cdot \{n\} = v_F \{n\} \tag{2}$$

여기서 $[\sigma_F]$ 와 $[\sigma_S]$ 는 유체와 구조의 응력텐서를 의미하며, $\{v_F\}$ 와 $\{v_S\}$ 는 속도벡터를 의미한다. $\{n\}$ 는 유체와 구조 경계면에서의 법선단위벡터이다.

유체의 주요변수인 유속과 압력에 대한 지배방정식은 Navier-Stokes 방정식이며 일반적으로 대상 환경에 적합한 난류 모델링과 함께 CFD(computational fluid dynamics)를 이용하여 유동 예측을 한다. 반면 구조의 경우 FEM(finite element method)을 통해 구조를 이산화하여 거동을 예측한다. 구조의 FEM 지배방정식을 질량과 감쇠, 탄성행렬을 이용하여 표현하면 식 (3)과 같다.

$$[M_S]\{\ddot{\delta}\} + [C_S]\{\dot{\delta}\} + [K_S]\{\delta\} = \{f_F\} \tag{3}$$

여기서 $[M_S]$ 와 $[C_S]$, $[K_S]$ 는 각각 구조의 질량과 감쇠 그리고 탄성행렬을 의미한다. $\{\delta\}$ 는 구조 노드 변위 벡터이며 윗첨자 점은 시간에 대한 미분을 의미한다. 식 (3)에서 우변은 구조에 작용하는 유체력에 대한 힘벡터로 압력에 의한 힘과 점성에 의한 힘을 모두 포함하고 있다. 경계조건 식 (1), (2)를 기반으로 구조 해석과 유동해석을 개별적으로 수행하고 식 (3)을 기반으로 구조의 거동을 예측하는 방법이 분할 유체-구조연성(partitioned FSI) 해석이다⁽¹⁹⁾.

유체동력학적 힘 성분 중 구조시스템에 영향을 주는 성분은 부가질량과 부가탄성이다. 부가질량은 유체동력학적 힘 성분 중 구조의 가속도와 위상이 같은 성분으로 구조의 질량이 증가하는 효과를 발생시킨다. 부가탄성의 경우 유체동력학적 힘 성분 중 구조 변위와 위상이 같은 성분에 해당한다. 부가탄성은 구조의 탄성이 변화하는 효과를 일으킨다.

부가질량과 부가탄성은 구조의 형상과 주변 유체의 특성, 유동 환경에 의해서 결정된다. 대상 수중 구

조의 부가질량과 부가탄성을 예측하여 구조시스템에 반영한 후 연성해석을 수행하는 방법이 하이브리드 유체-구조연성(hybrid FSI) 해석이다⁽¹⁹⁾.

하이브리드연성은 식 (3)에서 우변에 있는 유체동력학적 힘 성분 중 부가질량과 부가탄성에 의한 영향을 좌변으로 이항하여 구조시스템의 일부로 해석을 수행한다. 하이브리드연성에 대한 구조 지배방정식은 식 (4)와 같다.

$$([M_S] + [M_{Add}])\{\ddot{\delta}\} + [C_S]\{\dot{\delta}\} + ([K_S] + [K_{Add}])\{\delta\} = \{f_F\} + ([M_{Add}]\{\dot{\delta}\} + [K_{Add}]\{\delta\}) \tag{4}$$

여기서 $[M_{Add}]$ 와 $[K_{Add}]$ 는 각각 구조에 작용하는 부가질량과 부가탄성이다. 분할연성과 하이브리드연성 모두 구조와 유동해석을 개별적인 해석시스템을 이용하여 유체-구조연성 해석을 수행한다. 하지만 두 기법에서 사용하는 구조시스템의 질량과 탄성행렬의 차이가 있다. 식 (5)와 (6)은 각각 분할연성과 하이브리드연성에 사용되는 구조 특성방정식이다.

$$\det([K_S] + [M_S]\lambda) = 0 \tag{5}$$

$$\det([K_S] + [K_{Add}] + ([M_S] + [M_{Add}])\lambda) = 0 \tag{6}$$

여기서 λ 는 특성방정식의 해다. 식 (5)와 (6)에서 특성방정식의 차이가 나타나는 것을 확인할 수 있으며, 이에 따라 구조 고유주파수 차이가 발생한다. 따라서 수중 구조물의 경우 부가질량과 부가탄성을 고려한 하이브리드연성을 적용해야 구조 거동을 정확하게 예측할 수 있다.

2.2 수중날개 부가탄성

부가탄성은 구조에 작용하는 유체동력학적 힘 성분 중 구조변위에 비례하는 성분을 의미한다. 부가탄성은 구조의 형상과 주변 유체의 특성 그리고 주변 유동 환경에 의해 결정된다. 대상 구조에 대한 부가탄성을 예측하고 이를 반영한 하이브리드연성 해석을 수행해야 수중 구조해석을 정확하게 수행할 수 있다.

대상 수중날개의 부가탄성을 예측하기 위해서, 구조변위가 발생했을 때 나타나는 유체동력학적 힘의 변화를 파악했다. 수중날개에 대한 부가탄성 생성 경로를 도출하기 위해 날개의 거동을 굽힘과 비틀림 변위로 단순화했다. 날개 끝단의 단면 형상에 대하여 굽힘 변위와 비틀림 변위를 도식화하면 Fig. 1과 같

다. Fig. 1과 같이 수중날개의 변위가 발생하면 날개 주변 유동장 변화가 발생한다.

유동장 변화에 따라 구조에 작용하는 유체동력학적 힘이 변하게 된다. 날개단면에 작용하는 힘 중 회전모멘트는 날개의 받음각, 즉 비틀림 변위와 연관되어 있다. 회전모멘트는 실속이 일어나지 않는 범위 안에서 받음각에 비례하는 특성이 있다. 따라서 비틀림 변위에 따른 회전모멘트의 변화가 구조의 부가탄성으로 나타나게 된다.

수중날개의 비틀림 변위가 발생하면 Fig. 2와 같이 주변 유동방향 변화가 발생한다. 구조변위에 의해 주변 유동방향이 바뀌면 유체운동량 변화가 발생한다. 유체운동량 변화는 구조에 작용하는 힘을 발생시킨다. Fig. 2에서와 같이 (-)z방향의 비틀림 변위가 일어나면 (-)y방향의 유체운동량이 증가한다. 이에 대한 반작용으로 구조 뒷날(trailing edge, TE)에는 (+)y방향 힘이 작용하게 되며, 이에 따라 (+)z방향 회전모멘트가 증가한다. 따라서 회전모멘트의 경우 (-)z방향 변위에 따라 (+)z방향 힘이 증가하기 때문에 양의 값의 부가탄성이 작용한다. 날개단면에 작용하는 회전모멘트는 실속하지 않는 받음각 범위 안에서 받음각에 비례하는 특성이 있다. 따라서 비틀림 변위에 따른 회전모멘트 변화를 도출하면 식 (7)과 같다.

$$\begin{aligned}
 M(\theta) &= \frac{1}{2} \rho_F U^2 S c C_M(\theta) \\
 &= \frac{1}{2} \rho_F U^2 S c \left(\frac{\partial C_M}{\partial \theta} \theta + C_M|_{\theta_0} + O(\theta^2) \right) \quad (7) \\
 &= \frac{1}{2} \rho_F U^2 S c \frac{\partial C_M}{\partial \theta} \theta + M_0 \\
 &= -K_{Add} \theta + M_0
 \end{aligned}$$

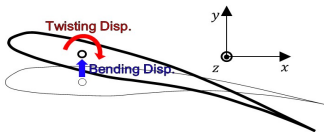


Fig.1 Bending and twisting displacement of hydrofoil section

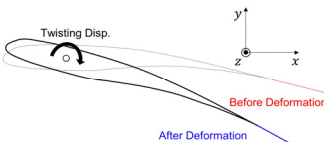


Fig.2 Change in nearby flow due to the hydrofoil twisting displacement

여기서 $M(\theta)$ 는 회전모멘트, ρ_F 는 유체 밀도, U 는 유속, S 는 기준단면적, c 는 코드(chord)길이, C_M 는 회전모멘트계수다. 식 (7)을 통해 회전모멘트에 대한 부가탄성은 유속의 제곱에 비례함을 확인할 수 있다. 따라서 유속이 빨라질수록 부가탄성의 영향이 증폭될 것을 예상할 수 있다. 부가탄성 값은 날개단면의 회전모멘트계수와 연관되어 있기 때문에 수중날개의 형상과 관련 있음을 알 수 있다. 식 (7)에서 부가탄성의 값이 유체의 밀도에 비례하는 것을 알 수 있으며, 밀도가 높은 수중 환경에서 부가탄성의 영향이 공기 중 대비 10^3 오더로 크다. 따라서 수중 환경에서는 부가탄성에 의한 영향이 클 것을 예상할 수 있다.

수중날개에 작용하는 부가탄성값을 도출하기 위해 변위가 없을 때 구조에 작용하는 유체동력학적 힘과 변위가 발생했을 시 유체동력학적 힘을 유동해석을 통해 도출하였다. 이후, 변위에 따른 유체동력학적 힘의 변화 값이 부가탄성이며 해당 값을 유체-구조 경계에 적용하였다.

기존 수중날개 hybrid FSI 연구에서 적용한 부가탄성은 모두 Theodorsen 이론 바탕이다^(12,17). Theodorsen 이론 기반 부가탄성은 공기 중 평판을 가정하여 유도되었으며, 날개 두께에 따른 유체동력학적힘의 변화를 반영하지 못한다. 따라서 Theodorsen 이론에 기반한 수중날개 hybrid FSI 해석을 수행한 경우 부가탄성에 의한 영향이 없는 것을 확인할 수 있다. 이 연구에서는 날개 두께를 포함한 임의의 형상에 작용하는 부가탄성 도출 방법을 제시했다. 평판 가정 없이 유속에 따른 부가탄성을 도출하고 이를 구조시스템에 반영하여 hybrid FSI 해석을 수행하였다.

3. 부가탄성 반영 수중날개 하이브리드연성 해석과 고유 응답

3.1 수중날개 하이브리드연성 해석

수중날개에 대하여 부가탄성 효과를 고려한 하이브리드연성 해석을 수행하였다. 유동해석의 경우 CFD를 이용하였으며, 구조해석의 경우 FEM을 적용하였다. Hybrid FSI 해석을 수행하기 위하여 상용 FEM 솔버 COMSOL을 이용하였다⁽²⁰⁾. 대상 수중날개의 코드길이는 250 mm이며, 알루미늄으로 이루어져 있다. 날개 단면은 Bergan et al.⁽¹⁶⁾이 실험을 수행한 형상과 동일하다. 실험에서는 150 mm × 150 mm

정사각형 단면의 파이프에 대상 형상을 외팔보로 고정하고 여러 유속조건에 대한 구조의 고유 응답을 계측하였다. 구조의 고유주파수를 계측하기 위하여, 압전소자(piezoelectric MFCs)와 LDV를 이용하였다. 각 유속조건에서 압전소자를 이용하여, 구조를 특정 주파수로 강제진동 시키고, LDV를 이용하여 구조의 응답을 계측하였다. 가진 주파수를 변경하며 구조 응답을 계측한 결과를 분석하여 응답 피크를 선별하고 해당 피크를 고유주파수로 제시하였다. 이 연구에서도 실험상황을 해석적으로 구현하기 위하여, 구조를 강제가진 시켰다. 구조 응답 피크 분석을 통해 고유주파수를 도출하였다.

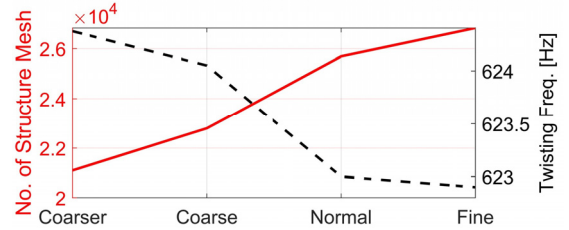
주변 유동과 코드의 방향은 (+)x방향이며, 스펠(span)방향은 (+)z방향이다. 해석에 사용된 구조와 유체 도메인은 Fig. 3과 같다. 날개 한쪽 끝은 고정되어 있는 외팔보 경계로 이루어져 있다.

유동장의 경우 유입면에 유속 경계조건을 부여했고, 반대면에는 압력경계조건을 적용하였다. 유체와 구조 경계에는 식 (1)과 식 (2)를 적용하였다.

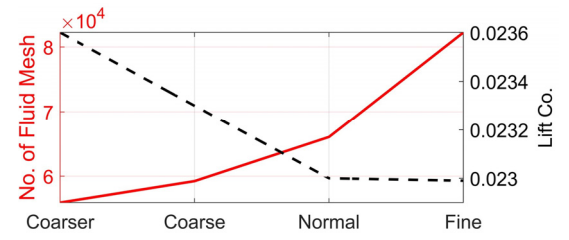
구조격자와 유동격자 모두 비정렬격자를 이용했으며 각각에 대하여 수렴성 검사를 진행하였다. 구조의 경우 고유주파수가 수렴하는 범위까지 격자수를 증가시켰다. 유동의 경우 날개에 작용하는 양력계수가 수렴하는 범위까지 격자수를 증가시켰다. 수렴성 검사 결과는 Fig. 4와 같다. Fig. 4(a)는 구조격자 수렴성 검사 결과이며, Fig. 4(b)는 유동격자 수렴성 검사 결과다. 구조와 유동격자 모두 격자밀도 노말(normal)수준에서 수렴하는 것을 확인할 수 있다. 해석에 사용된 구조와 유동격자 수는 각각 25 694개와 66 064개다. 해석 수렴성을 확보하기 위하여 초기에는 유동해석

단독으로 수행하고 유동이 수렴한 이후 하이브리드연성 해석으로 진입하는 방법을 사용하였다. $t=0$ s에서 정상상태 유동해석을 수행하고 $t=0.1$ s까지 비정상상태 유동해석을 수행하였다. $t=0.1$ s 수준에서 유동해석이 수렴하는 것을 확인할 수 있었으며 $t=0.1$ s에서 $t=1.2$ s까지 $\Delta t=1E-4$ s로 해석을 수행하였다. 시간간격과 해석 구간은 구조의 고유 응답 변화를 1 Hz 해상도로 확인할 수 있는 조건으로 선정하였다.

유속에 따른 부가탄성 변화를 파악하기 위하여 $U=\{0, 5, 7.5, 10, 15, 20, 25\}$ m/s에서 해석을 수행하였다. 각 유속에 대하여 부가탄성을 고려했을 때와 고려하지 않았을 때의 구조 고유주파수를 비교하였다. 이는 실험에서 압전소자를 이용해 구조 가진을 적용한 상황을 구현하기 위함이다. 해석에 적용한 강제가진력은 Fig. 5와 같다.



(a) Structure mesh



(b) Fluid mesh

Fig. 4 Cochlea input impedance with the maximum helicotrema size

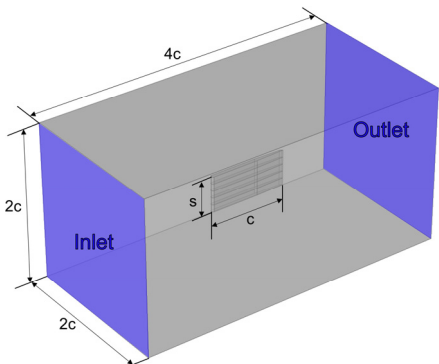


Fig. 3 Fluid and structure domain of hybrid FSI analyses

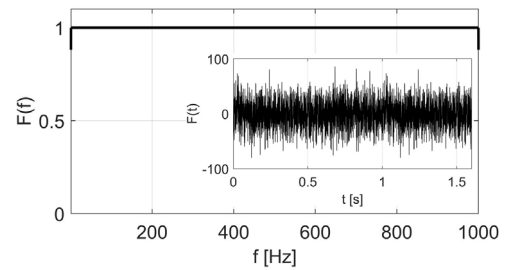


Fig. 5 Time and frequency characteristics of external force on hydrofoil

유동환경 속 수중날개 응답을 하이브리드연성 해석을 통해 도출하여 뒷날과 앞날(leading edge, LE)에서 응답을 추출하였다. TE와 LE에서의 구조 응답을 통해 수중날개의 비틀림 변위를 계산하였다. 비틀림 변위에 대한 주파수 분석을 통해 구조응답 피크가 발생하는 주파수 성분을 추출하여 구조의 고유주파수를 도출하였다. 해석을 통해 도출한 수중날개의 고유주파수를 실험값과 비교했으며, 부가탄성 고려 유무에 따른 해석결과를 분석하였다. 수중날개 부가탄성 값은 식 (7)을 기반으로 도출하였다. 비틀림비틀림 변위에 따른 회전모멘트의 값을 도출하고 식 (7)에 따른 회전모멘트와 부가탄성사이 관계를 이용하여 부가탄성을 계산하였다. 유속에 따른 부가탄성 변화를 고려하기 위하여 각 유속에 대한 회전모멘트 값을 도출하여 부가탄성을 도출하였다.

3.2 유속에 따른 수중날개 고유 응답 변화

수중날개 부가탄성은 유속의 제곱에 비례함을 식 (7)을 통해 확인할 수 있다. 또한 유속을 제외한 변수는 동일한 날개 구조에 대하여 상수임을 알 수 있다. 따라서 수중날개에 대한 부가탄성은 유속에 대한 함수다. 구조의 고유주파수는 모달질량(modal mass)과 모달탄성(modal stiffness)을 이용하여 식 (8)로 표현된다.

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}} \tag{8}$$

여기서 f 는 고유주파수, K 와 M 는 각각 모달탄성과 모달질량이다. 식 (8)에서 수중 구조에 대한 부가질량과 부가탄성 효과를 반영하면 식 (9)와 같다.

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K + K_{Add}}{M + M_{Add}}} \tag{9}$$

여기서 K_{Add} 와 M_{Add} 는 각각 부가탄성과 부가질량이다. 식 (7)에서와 같이 부가탄성이 유속의 제곱에 비례하는 점을 식 (9)에 적용하여 정리하면 식 (10)과 같다.

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K + CU^2}{M + M_{Add}}} = \sqrt{a + bU^2} \tag{10}$$

식 (10)에서 $U = 0 \text{ m/s}$ 이면 유속이 없는 조건에서 수중 고유주파와 동일하다. 따라서 수중날개 유속과 고유주파수 사이 관계는 최종적으로 식 (11)과 같다.

$$f = \sqrt{f_0^2 + bU^2} \tag{11}$$

여기서 f_0 는 $U = 0 \text{ m/s}$ 조건에서 구조 고유주파수다. 식 (11)의 유효성을 확인하기 위해, 해당 식을 이용하여 유속에 따른 수중날개 고유주파수 실험값에 대한 추세식을 도출하였다. 대상 수중날개의 비틀림 응답 고유주파수의 값을 이용하여 추세식을 도출하면 Table 1과 같다. 식 (11)을 이용하여 추세식을 도출했을 때 $b = 51.21/\text{m}^2$ 가 된다. 변수 b 는 날개 형상에 의존적인 변수로 해당 값은 이 연구의 대상 날개에 대한 값이며, 치수 변화가 나타난다면 b 의 값 또한 변하게 된다. Table 1에서 각 유속에 대한 추세식의 값이 실험값과 잘 일치하는 것을 확인할 수 있다. 이를 통해 식 (7)과 같이 표현되는 수중날개의 부가탄성 값이 타당함을 알 수 있다. 대상 수중날개에 대하여 2.2절에서 제시한 방법을 통해 부가탄성을 계산하였으며 부가탄성 반영 유무에 따른 고유주파수 변화를 도출하였다.

3.3 부가탄성 반영 수중날개 고유 응답 특성

(1) 수중날개 굽힘과 비틀림 고유모드 형상

유속과 부가탄성 반영 여부에 따른 수중날개 고유주파수 변화 분석을 수행하였다. 대상 수중날개의 고유모드 형상을 파악하기 위해 $U = 0 \text{ m/s}$ 조건 즉, 주변 유동이 없는 상황에서의 수중날개 고유응답 해석을 수행하였다. $U = 0 \text{ m/s}$ 조건에서는 부가탄성의 영향이 없기 때문에 해석에 부가질량 효과만 반영되었다. Fig. 6과 Fig. 7은 각각 수중날개의 첫 번째 굽힘모드와 첫 번째 비틀림모드 형상이다. Fig. 6에서 굽힘모드의 경우 LE와 TE에서 응답의 위상이 동일함을 알 수 있다. 반

Table 1 Comparison between curve fitted data and experimental data of hydrofoil twisting frequency

Inlet velocity [m/s]	Exp. (Bergan, 2018) [Hz]	Fitted curve [Hz]	Err. [%]
0.0	623.0	623.0	0.00
5.0	624.5	624.0	0.08
7.5	625.2	625.3	0.02
10.0	626.3	627.1	0.13
15	640.7	632.2	1.33
20.0	639.2	639.2	0.01
25.0	645.2	648.2	0.46

면 Fig. 7에서 비틀림모드의 경우 LE와 TE에서 응답의 위상이 반대임을 알 수 있다. 따라서 LE와 TE에서 응답의 주파수 특성을 분석했을 때 나타나는 피크 중에서 서로간 위상이 동일하면 굽힘모드 응답이고 반대이면 비틀림모드 응답임을 알 수 있다.

Fig. 6에서 굽힘모드의 경우 히브(heave)방향, 즉 (+)*y*축 방향 변위가 발생했을 때, (+)*z*방향 비틀림 변위가 동시에 발생하는 것을 알 수 있다. 따라서 대상 날개구조의 경우 (+)*y*방향 굽힘 변위가 발생했을 때 받음각이 줄어드는 현상이 발생하고 이에 따라 양력이 감소하여 (-)*y*방향 힘이 증가하는 현상이 일어날 것을 예상할 수 있다. (+)*y*방향 변위에 따라 (-)*y*방향 힘이 증가하기 때문에 양의 값의 부가탄성이 작용한다. 따라서 유속에 따른 부가탄성을 반영했을 때 수중날개의 비틀림응답과 함께 굽힘응답 고유주파수 변화가 나타날 것을 예상할 수 있다.

(2) 유속에 따른 굽힘과 비틀림 고유주파수 변화
유속에 따른 수중날개의 고유주파수 분석을 수행하였다. $U=\{0, 5, 7.5, 10, 15, 20, 25\}$ m/s에 대해서 해석을 수행했으며 부가탄성을 고려했을 때와 반영하지

않았을 때의 구조 고유주파수를 도출하였다. LE와 TE에서 (+)*y*방향 변위를 추출하고 이를 이용하여 비틀림 변위를 도출하였다. 유속 $U=20$ m/s에 대한 비틀림응답의 주파수 특성을 분석한 결과 Fig. 8과 같다. Fig. 8에서 검정색점선은 부가탄성을 고려하지 않았을 때, 빨간색실선은 부가탄성을 고려했을 때 주파수에 따른 비틀림응답 특성이다. 부가탄성을 반영함에 따라 고유주파수 변화가 나타나는 것을 확인할 수 있다. 1 Hz와 1 kHz사이 관심주파수 영역에서 비틀림응답 피크가 두 개 나타나는 것을 확인할 수 있다. 각 주파수에서 LE와 TE에서 응답의 위상 비교를 통해 해당 피크가 어떤 구조응답에 해당하는지 파악할 수 있다.

Fig. 9는 $U=20$ m/s조건에 대하여, LE와 TE에서 (+)*y*방향 변위에 대한 위상을 주파수별로 도출한 결과다. Fig. 9에서 파란색선은 LE에서 구조 응답의 위상 정보이고 빨간색선은 TE에서 위상 정보이다. 첫 번째 피크에서는 LE와 TE에서 위상이 동일한 것을 확인할 수 있다. 둘 사이 위상이 동일하다는 것은 해

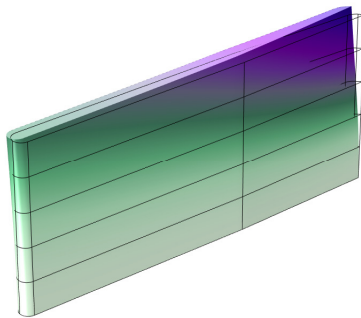


Fig. 6 Bending mode shape of hydrofoil

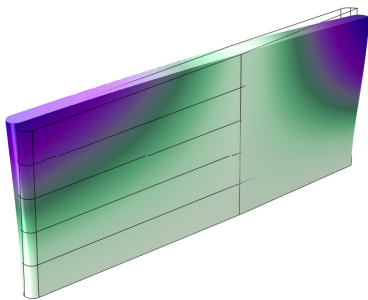


Fig. 7 Twisting mode shape of hydrofoil

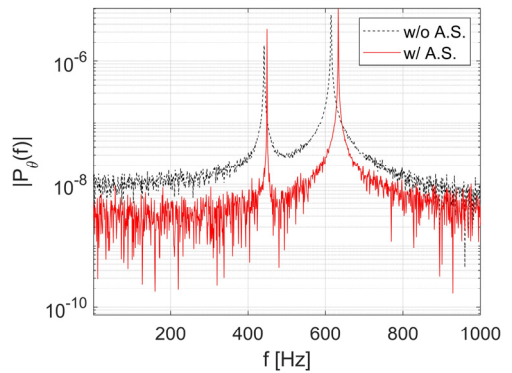


Fig. 8 Twisting displacement frequency spectrum for $U=20$ m/s condition

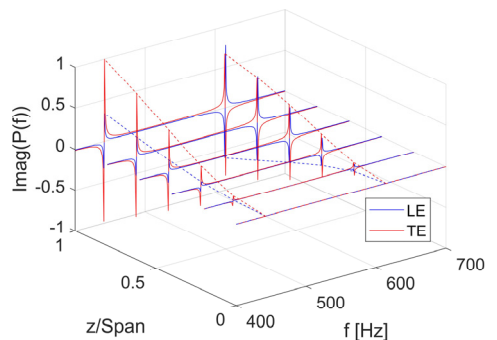


Fig. 9 Phase information of LE and TE heave displacements for $U=20$ m/s condition

당 주파수가 굽힘응답에 해당함을 의미한다. 반면 두 번째 피크에서 LE와 TE에서의 위상이 반대임을 알 수 있다. 따라서 두 번째 피크는 구조의 비틀림모드에 해당하는 것을 파악할 수 있다. 해석을 수행한 모든 유속에 대하여 동일한 과정을 거쳐 수중날개의 굽힘응답과 비틀림응답 주파수를 도출하였다. 각 유속에 대하여 부가탄성 고려 유무에 따른 고유주파수를 도출하고 실험값과 비교하였다. $U=\{0, 5, 7.5, 10, 15, 20, 25\}$ m/s에 대하여 하이브리드연성 해석을 통해 구한 수중날개의 고유주파수는 Fig. 10과 같다. Fig. 10에서 검정색원은 실험결과이다. 빨간색원은 부가탄성을 고려한 하이브리드연성 해석을 통해 도출한 수중날개의 비틀림 고유주파수다. 검정색곱표는 부가탄성을 고려하지 않은 해석에서 도출한 비틀림 고유주파수다.

부가탄성을 고려하지 않았을 때는 유속 변화에 따른 효과가 구조해석에 반영되지 않아 유속이 증가함에도 고유주파수가 일정한 것을 알 수 있다. 반면 부가탄성을 고려했을 시에는 유속에 의한 효과가 구조시스템에 반영되어 유속이 증가함에 따라 비틀림 고유주파수가 증가하는 것을 확인할 수 있다. 이와 같이 증가하는 경향은 실험에서도 동일하게 나타난다. 각 유속에 대한 고유주파수를 비교해보면, 부가탄성을 고려했을 때 해석 결과가 실험값과 잘 일치하는 것을 알 수 있다.

단, $U=15$ m/s 조건에서는 부가탄성을 반영한 해석

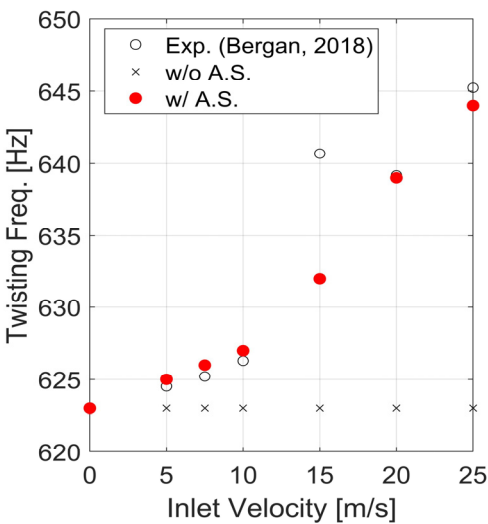


Fig. 10 Twisting mode frequency of hydrofoil considering added stiffness

결과와 실험결과와 차이가 발생하는 것을 확인 할 수 있다. 이는 lock-in 구간에서 lock-off 구간으로 전환되며 나타나는 현상이다.

Zobeiri et al.⁽²¹⁾과 Ausoni⁽²²⁾가 수행한 수중날개 실험 결과를 통해 lock-in 구간과 lock-in에서 lock-off으로 전환되는 조건에서 나타나는 구조응답과 와류박리 특성이 lock-off 구간에서 나타나는 경향과 상이함을 알 수 있다. 이 연구에서 비교 분석한 Bergan et al.의 실험 결과에서는 $U=15$ m/s 조건에서 lock-in에서 lock-off 영역으로 전환되며 lock-off 구간에서 나타나는 구조응답의 특성과 차이가 발생한 것으로 판단된다. 따라서 식 (7)에서 제시한 수중날개의 부가탄성은 lock-off 구간에서 유효함을 알 수 있고, lock-in 조건과 lock-in에서 lock-off으로 전환되는 유속 조건에서 변화를 예측하기 위해서는 추가적인 연구가 필요하다.

Table 2는 비틀림모드에 대하여 부가질량과 부가탄성 값이다. Table 2에서 Fig. 10에서와 같이 유속이 증가함에 부가탄성값이 증가하는 것을 확인할 수 있고 이는 식 (7)을 통해서 예측할 수 있는 결과와 일치

Table 2 Added mass and added stiffness of hydrofoil twisting mode for different flow speeds

U[m/s]	Added mass [kg·m ²]	Added stiffness [N·m/rad]
0.0	6.309E-3	0
5.0	6.309E-3	9.803E2
7.5	6.309E-3	1.472E3
10	6.309E-3	1.964E3
15	6.309E-3	4.436E3
20	6.309E-3	7.930E3
25	6.309E-3	1.045E4

Table 3 Bending frequency of hydrofoil considering added stiffness

Inlet velocity [m/s]	Bending mode frequency [Hz]
0.0	445
5.0	445
7.5	446
10.0	446
15.0	448
20.0	450
25.0	452

한다. 따라서 높은 유속에서는 부가탄성의 영향이 증폭되며, 부가탄성을 고려한 하이브리드연성 해석을 수행하여 유속에 따라 수중날개의 비틀림모드 주파수가 변하는 특성을 해석에 반영할 수 있다.

앞서 Fig. 6에서 굽힘모드가 일어남에 따라 비틀림모드 특성도 나타나는 것을 보았을 때, 굽힘모드에 대해서도 유속에 따른 고유주파수 변화가 나타날 것이다. Table 3는 $U=\{0, 5, 7.5, 10, 15, 20, 25\}$ m/s 유속에 대하여 수중날개의 굽힘모드 고유주파수를 도출한 결과다.

Table 3에서 예상했던 바와 같이 유속이 증가하며 수중날개의 굽힘모드 고유주파수가 증가하는 것을 확인할 수 있다. 이는 대상 날개의 (+) y 방향 굽힘 변위가 (+) z 방향 비틀림 변위와 연성되어 있기 때문에 나타나는 현상이다. Table 2와 Fig. 10에서의 굽힘과 비틀림모드 고유주파수를 보았을 때 비틀림모드가 굽힘모드 대비 유속 영향을 더 받는 것을 알 수 있다. 수중 구조가 부가탄성에 의한 영향을 크게 받기 위해서는 구조변위에 따른 유체동력학적힘의 변화가 커야한다. 대상 수중날개의 경우 굽힘보다 비틀림 변위가 일어났을 때 상대적으로 유체동력학적힘의 변화가 크게 일어나기 때문에 이와 같은 현상이 나타났다.

4. 결 론

이 연구에서는 수중날개 주변 유동에 의한 탄성효과를 구조시스템에서의 부가탄성으로 고려하였다. 부가탄성을 하이브리드연성 해석에 반영하며 유속 변화에 따른 수중 구조 고유주파수 변화를 해석적으로 구현하였다. 기존에는 수중 구조에 대한 부가질량을 예측하여 하이브리드연성 해석에 반영하였다. 하지만 부가탄성 없이 부가질량만 고려하면 유속이 변화에 따라 구조의 고유 응답이 변화하는 특징을 구현할 수 없다.

수중날개 단면에 작용하는 유체동력학적 힘과 구조변위 그리고 유속사이 관계를 도출하여 유속별로 구조에 작용하는 부가탄성을 도출하였다. 부가탄성을 반영한 하이브리드연성 해석을 수행한 결과 유속이 증가함에 따라 수중날개 고유주파수가 증가하는 실험값과 일치하는 것은 확인하였다. 수중 구조에 작용하는 부가탄성의 영향은 유속이 빨라짐에 따라 증가하는 것을 확인하였다. 따라서 높은 유속에서 작동하는 수중 구조의 응답을 예측하기 위해서 부가질량과 함께 부가탄성을 고려해야한다.

후 기

이 연구는 서울대학교 BK21 해양플랜트 창의인재 양성사업단의 지원을 받아 수행하였습니다. 또한, 해양시스템공학연구소(RIMSE) 및 연구재단(2019R1F1A1062914)의 지원을 받아 수행하였습니다.

References

- (1) Lee, Y.-J., Jhan, Y.-T. and Chung, C.-H., 2012, Fluid-structure Interaction of FRP Wind Turbine Blades under Aerodynamic Effect, *Composites Part B: Engineering*, Vol. 43, No. 5, pp. 2180~2191.
- (2) Huang, Z., Xiong, Y. and Xu, Y., 2019, The Simulation of Deformation and Vibration Characteristics of a Flexible Hydrofoil based on Static and Transient FSI, *Ocean Engineering*, Vol. 182, pp. 61~74.
- (3) Oh, S.-W., Park, O. and Kim, D.-H., 2006, Flow-induced Vibration Analysis for Cascades with Stator-rotor Interaction and Viscosity Effect, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 16, No. 10, pp. 1082~1089.
- (4) Kim, Y.-S., Kim, D.-H., Kim, Y.-H. and Park, O., 2009, Fluid/Structure Coupled Analysis of 3D Turbine Blade Considering Stator-rotor Interaction, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 19, No. 8, pp. 764~772.
- (5) Zhu, J., Cai, X. and Gu, R., 2016, Aerodynamic and Structural Integrated Optimization Design of Horizontal-axiswind Turbine Blades, *Energies*, Vol. 9, No. 2, pp. 1~18.
- (6) Lee, H., Song, M.-C., Han, S., Chang, B.-J. and Suh, J.-C., 2017, Hydro-elastic Aspects of a Composite Marine Propeller in Accordance with Ply Lamination Methods, *Journal of Marine Science and Technology*, Vol. 22, No. 3, pp. 479~493.
- (7) Liang, Q. W., Rodriguez, C. G., Egusquiza, E., Escaler, X., Farhat, M. and Avellan, F., 2007, Numerical Simulation of Fluid added Mass Effect on a Francis Turbine Runner, *Computers & Fluids*, Vol. 36, No. 6, pp. 1106~1118.
- (8) Wright, J. R., and Cooper, J. E., 2015, *Introduction to Aircraft Aeroelasticity and Loads*, John

Wiley & Sons, Inc., Chichester.

(9) Zarruk, G. A., Brandner, P. A., Pearce, B. W. and Phillips, A. W., 2014, Experimental Study of the Steady Fluid-structure Interaction of Flexible Hydrofoils, *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 51, pp. 326~343.

(10) Liao, Y., Garg, N., Martins, J. R. R. A. and Young, Y. L., 2019, Viscous Fluid-structure Interaction Response of Composite Hydrofoils, *Composite Structures*. Vol. 212, pp. 571~585.

(11) Zeng, Y., Yao, Z., Gao, J. Hong, Y., Wang, F. and Zhang, F., 2019, Numerical Investigation of Added Mass and Hydrodynamic Damping on a Blunt Trailing Edge Hydrofoil, *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 141, No. 8, pp. 1~13.

(12) Chae, E. J., Akcabay, D. T., Lelong, A., Astolfi, J. A. and Young, Y. L., 2016, Numerical and Experimental Investigation of Natural Flow-induced Vibrations of Flexible Hydrofoils, *Physics of Fluids*, Vol. 28, No. 7, p. 075102.

(13) Li, J., Qu, Y., Zhang, Z. and Hua, H., 2020, Parametric Analysis on Hydroelastic Behaviors of Hydrofoils and Propellers Using a Strongly Coupled Finite Element/panel Method, *Journal of Marine Science and Technology*, Vol. 25, No. 1, pp. 148~161.

(14) Seeley, C., Coutu, A., Monette, C., Nennemann, B. and Marmont, H., 2012, Characterization of Hydrofoil Damping due to Fluid-structure Interaction Using Piezocomposite Actuators, *Smart Materials and Structures*, Vol. 21, No. 3, p. 035027.

(15) Yao, Z., Wang, F., Dreyer, M. and Farhat, M., 2014, Effect of Trailing Edge Shape on Hydrodynamic Damping for a Hydrofoil, *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 51, pp. 189~198.

(16) Bergan, C. W., Solemslie, B. W., Østby, P. and Dahlhaug, O. G., 2018, Hydrodynamic Damping of a Fluttering Hydrofoil in High-speed Flows, *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, Vol. 11, No. 2, pp. 146~153.

(17) Zhang, M., Liu, T., Huang, B., Wu, Q. and Wang, G., 2020, Hydrodynamic Characteristics and Flow Structures of Pitching Hydrofoil with Special Emphasis

on the Added Force Effect, *Renewable Energy*, Vol. 157, pp. 560~573.

(18) Gauthier, J. P., Giroux, A. M., Etienne, S. and Gosselin, F. P., 2017, A Numerical Method for the Determination of Flow-induced Damping in Hydroelectric Turbines, *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 69, pp. 341~354.

(19) Young, Y. L., Chae, E. J. and Akcabay, D. T., 2012, Hybrid Algorithm for Modeling of Fluid-structure Interaction in Incompressible, Viscous Flows, *Acta Mechanica Sinica*, Vol. 28, No. 4, pp. 1030~1041.

(20) Multiphysics, C. O. M. S. O. L., 2013, *Comsol Multiphysics Reference Manual (Version 4.3b)*, COMSOL, Grenoble, France.

(21) Zobeiri, A., Ausoni, P., Avellan, F. and Farhat, M., 2012, How Oblique Trailing Edge of a Hydrofoil Reduces the Vortex-induced Vibration, *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 32, pp. 78~89.

(22) Ausoni, P., Avellan, F. and Farhat, M., 2009, *Turbulent Vortex Shedding from a Blunt Trailing Edge Hydrofoil*, EPFL Scientific Publication.



Beom-Jin Joe received the B.S. degree in Naval Architecture and Ocean Engineering from the Seoul National University, Korea, in 2018. He is currently working toward the Ph.D. degree in noise and vibration at Seoul National University. He is especially interested in predicting response of underwater structures using FSI analysis.



Jee-Hun Song received his B.S. degree in Naval Architecture and Ocean Engineering from the Seoul National University, Korea, in 2003, and his Ph.D. in 2007. Currently he is a professor of Naval Architecture and Ocean Engineering at Chonnam National University, Korea. His primary research interest is vibration and noise analysis in structures.

항공기 외부 장착물 장착 경계조건의 중력 방향에 따른 동특성 영향 분석

Analysis of Dynamic Characteristic According to the Gravity Direction of the Boundary Condition for Aircraft External Store

박지환[†] · 정회인^{*} · 이유허^{*} · 안선규^{*}
Jihwan Park[†], Hoein Jeong^{*}, Yukyoung Lee^{*} and Sungyu Ahn^{*}

(Received July 20, 2020 ; Revised September 25, 2020 ; Accepted September 28, 2020)

Key Words : Aircraft External Store(항공기 외부 장착물), Swaybrace(스웨이브레이스), Lug(러그), Dynamic Characteristic(동특성), ODS(작동 중 변형 형상), MIF(모드 식별 함수), MAC(모드 상관 계수)

ABSTRACT

In order to verify durability in the vibration environment of the Swaybrace-Lug mounting type aircraft external store, vibration testing was carried out in accordance with the MIL-STD-810. The vibration test fixture transmits vibrations that began at the bottom of the test fixture in contrast to direct vibrations in the Swaybrace-Lug mounting structure. Therefore, the inherent frequency of vibration may vary due to the influence of the test fixture and the vibration applied to the store may become excessive. Additionally, reverse mount vibration test fixture was designed for direct attachment to the Swaybrace-Lug mounting structure. To confirm this hypothesis, the resonant frequency and resonant response of the forward mounting and reverse mounting were compared at the frequency of interest. Additionally, confirmation was done by applying the Modal Assurance Criterion to objectively identify dynamic differences in mode frequencies.

기 호 설 명

FRF : 주파수 응답 함수
Grms : 가속도 표준편차 값
MAC : 모드 상관 계수
ODS : 작동 중 변형 형상
TF : 전달 함수

1. 서 론

항공 산업에서 구조물의 경량화는 필수적인 설계 요소이다. 그렇지만 과도한 경량화는 구조물의 내구

성이 저하될 가능성이 크기 때문에 내구성을 평가하는 것은 항공기 안전에서 필수적인 절차이다. 방위 산업에서는 MIL-STD-810에서 제시하는 환경규격으로 구조물의 내구성을 평가하는 시험을 시행한다⁽¹⁾.

항공기 외부 장착물 또한 MIL-STD-810의 절차를 따른 내구성 시험이 필요하다⁽²⁾. 항공기 외부 장착물은 MIL-STD-8591에서 제시하는 장착 조건을 가진다. 이중 스웨이브레이스-러그(swaybrace-lug) 장착구조는 크러치 볼트(crutch bolt)를 조임에 따라 스웨이브레이스가 항공기 외부 장착물을 축력 방향으로 밀고 항공기 외부 장착물의 러그(lug)는 반랙(bombrack)을 당기면서 고정되는 경계조건이다. 따라서 항공기 외부 장

[†] Corresponding Author ; Member, LIGNEX1, Research Engineer
E-mail : jihwan.park@lignex1.com
^{*} LIGNEX1, Researcher

[‡] Recommended by Editor Chan Jung Kim

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

작물의 내구성을 시험하는 시험 장치는 실제 항공기의 장착 조건과 같은 경계조건이어야 한다. 그러나 진동시험을 시행하는 가진기의 작동 원리는 가진판을 축 방향으로 가진하여 진동을 전달하는 것이다. 시험 장치는 가진판과 볼트 체결을 하므로 스웨이브레이스-리그 장착구조에 직접적으로 진동을 전달하지 못하고 시험 장치 바닥에서 진동이 시작되어 전달된다.

따라서 진동시험을 시행할 때 시험 장치의 고유진동수로 인하여 가진기의 가진 제어가 어려울 수 있으며, 가진점과 제어점의 거리가 멀기 때문에 인가되는 가진이 과도해질 수 있다.

만약 스웨이브레이스-리그 장착 경계조건이 선형성을 나타낸다고 가정한다면 시험 장치는 중력 방향을 무시하고 설계할 수 있다. 그렇다면 시험 장치 고유진동수의 영향을 최소화할 수 있으며, 가진점과 제어점의 거리를 좁혀 가진 제어의 어려움을 해결할 수 있을 것이다. 이 논문에서는 스웨이브레이스-리그 장착구조에서 중력 방향에 따른 항공기 외부 장착물 장착 경계조건의 동특성 영향에 대해 분석하였다.

2. 본 론

2.1 스웨이브레이스-리그 장착구조

(1) 밤랙 구성

밤랙의 항공기에 장착되는 구조물이며 모서리에는 네 개의 크러치 볼트와 스웨이브레이스가 있다. 밤랙의 형상은 Fig. 1과 같다. 크러치 볼트는 밤랙을 정면에서 바라봤을 때 특정 각도의 대칭 형상으로 장착된다. 크러치 볼트는 Fig. 2와 같이 한쪽 끝이 구 형상으로 가공되어 스웨이브레이스와 압입된다. 크러치 볼트는 항공기 외부 장착물을 동축 방향으로 밀어낼 수 있다. 밤랙 하단부에는 장착물을 매달 수가 있는 두 개의 후크(hook)가 있다.

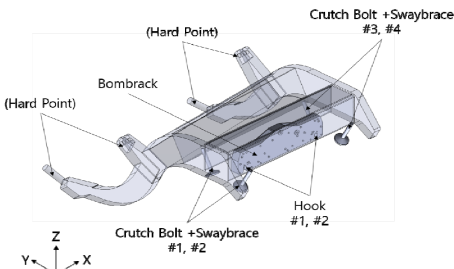


Fig. 1 Configuration of bombrack

(2) 스웨이브레이스 구성

스웨이브레이스는 밤랙의 구성품 중 하나로서 항공기 외부 장착물을 장착시켜주는 역할을 한다. 스웨이브레이스의 형상은 Fig. 2의 왼쪽과 같다. 스웨이브레이스의 한쪽 면은 바닥이 평평한 원통형 상이며 크러치 볼트와 압입되어 있는 반대쪽 면은 자유로운 회전이 가능하다.

(3) 리그 구성

리그는 MIL-STD-8591 규격을 만족하는 항공기 외부 장착물의 구성품 중 하나로서 밤랙과 결합하는 역할을 한다. 리그의 형상은 Fig. 2의 오른쪽과 같다. 외부 장착물을 장착할 수 있는 리그는 태핑 가공되어 항공기 외부 장착물의 탭과 결합한다. 항공기 외부 장착물의 윗면에는 두 개의 리그가 있으며, 항공기 외부 장착물을 측면에서 바라봤을 때 리그는 수직 방향으로 장착된다.

(4) 스웨이브레이스-리그 장착 구성

항공기 외부 장착물 상단부의 리그를 Fig. 3의 왼쪽과 같이 밤랙 하단부의 후크 아래에 위치시킨다. 리그를 후크에 매단 뒤, 크러치 볼트를 조작하여 스웨이브레이스가 항공기 외부 장착물에 맞닿게 한다. 크러치 볼트를 회전시켜 발생한 축력은 스웨이브레이스에서 항공기 외부 장착물을 밀어내는 힘이 되고 리그에서는 밤랙을 당기는 힘이 발생하기 때문에 Fig. 3의 오른쪽과 같이 구속된다.

2.2 가진기를 이용한 진동 ODS

(1) 시험 장치 및 구성

대상 항공기의 스웨이브레이스-리그 장착 조건을 최대한 모사하기 위해 항공기 외부 장착물의 리그 장

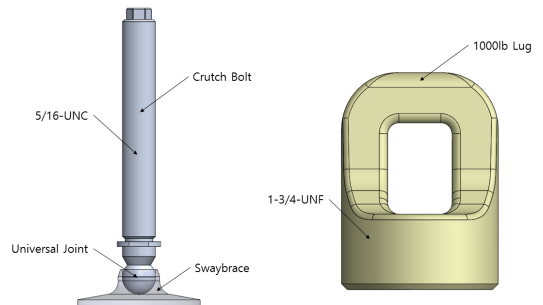


Fig. 2 Configuration of bombrack

착구조와 스웨이브레이스 형상, 서로의 간격과 각도를 함께 설계하였다.

정방향 장착(forward mounted) 시험 장치는 항공기 외부 장착물을 정방향으로 장착한 형상이며, 이는 Fig. 4와 같다. 정방향 장착 시험 장치는 항공기 외부 장착물 위에 설치되어야 하며, 이를 강건하게 유지할 지지대와 바닥 판이 필요하게 된다. 이는 시험 장치를 거대하고 구조적으로 불안정하게 만들어 가진 제어를 어렵게 만들 수 있다.

역방향 장착(reverse mounted) 시험 장치는 항공기 외부 장착물을 고정하는 스웨이브레이스-러그 장착구조를 따라가되, 구조물을 180° 회전시켜 직접적으로 가진판에 고정한 형상이다. 이는 Fig. 5와 같다. 역방향 장착 시험 장치는 간결하고 구조적으로 강건하기에 가진 제어가 상대적으로 원활하다.

(2) 계측 센서 위치 및 설정

센서는 3축 가속도계 10개를 사용하였다. 센서의 부착 위치는 Fig. 6과 같이 가장 변위가 크게 발생할 것 같은 양 끝단에 4개를 부착하였고, 중간 프레임 부분에 4개를 부착하였다. 진동이 원하는 가진값으로 항공기 외부 장착물에 제어 전달되는지 확인하기 위해 lug 주위에 2개를 부착하였다. 1번 센서를 기준으로 설정하였고 분석 기법은 주파수 응답 함수(frequency response function, FRF)를 이용한 작동

중 변형 형상(operation deflection shape, ODS)을 사용하였다.

(3) 가진 조건

가진 조건은 white noise random vibration PSD로 2.23 Grms이다. Grms (gravity root mean square)란 중력가속도 G와 root mean square의 RMS가 합쳐진 단위이며 가속도를 제공하여 평균을 내고 다시 제공근을 구한 값이다. 이는 가속도가 시간에 대하여 변화하는 경우의 가속도를 평균적으로 나타내는 값이다.

MIL-STD-810에 따르면 항공기 외부 장착물의 길이가 높이 혹은 너비의 4배 이상일 때 길이 방향의 진동시험을 배제할 수 있다고 기술되어있다^(1,3). 따라서 x축에 대한 동특성 시험은 제외한 y축, z축 각각 5분씩 2번 수행하여 데이터를 수집하였으며, 가진이 안정적으로 유지되는 중간 2분의 데이터를 추출하였다.

(4) MAC 분석 방법

동특성 변화를 객관적으로 확인하기 위해 모드 상관 계수(model assurance criterion, MAC)를 적용하였다⁽⁴⁾. 센서의 응답 기본 데이터(raw data)에서 비교하고자 하는 주파수에 대한 모드 형상(mode shape) 정보를 행렬(matrix)형태의 고유 벡터(eigen vector)로 정리하였고 이를 모드 상관 계수 함수식으로 계산하여 비교군

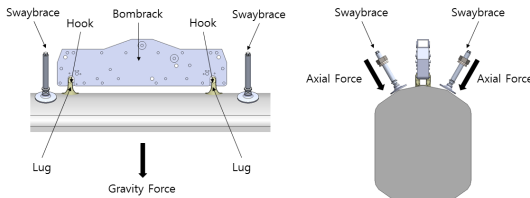


Fig. 3 Configuration of bombrack

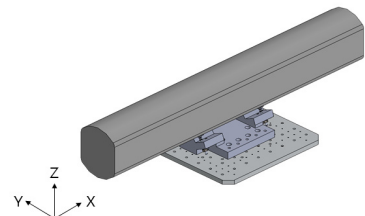


Fig. 5 Reverse mounted configuration

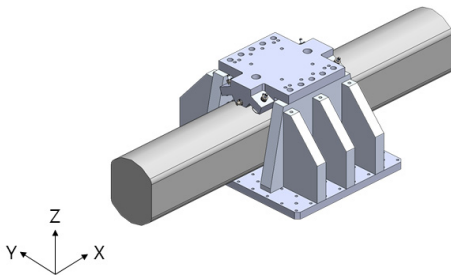


Fig. 4 Forward mounted configuration

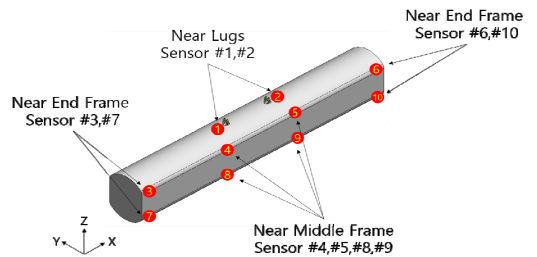


Fig. 6 Sensor instrumentation position

에 대한 상관관계를 확인하였다. 모드 상관 계수의 계산식은 식 (1)과 같다.

$$mac_{A,B} = \frac{(A^T B)^2}{(A^T A)(B^T B)} \tag{1}$$

A와 B는 모드 형상의 고유 벡터 행렬이며, A^T와 B^T는 켈레복소수의 전치행렬이다. 식 (1)은 A와 B가 대칭 행렬(symmetric matrix)일 경우 쉽게 계산할 수 있다. 그러나 현실 대부분은 비대칭 행렬(unsymmetric matrix)이다. 따라서 모드 상관 계수를 계산하기 위해 식 (1)은 변형이 필요하다. 대조군인 두 개의 서로 다른 모드를 식 (2)와 같이 고유 벡터 행렬로 표현할 수 있다.

$$A = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{bmatrix} \quad A^T = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{21} & a_{31} \\ a_{12} & a_{22} & a_{32} \\ a_{13} & a_{23} & a_{33} \end{bmatrix} \tag{2}$$

$$B = \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} & b_{13} \\ b_{21} & b_{22} & b_{23} \\ b_{31} & b_{32} & b_{33} \end{bmatrix} \quad B^T = \begin{bmatrix} b_{11} & b_{21} & b_{31} \\ b_{12} & b_{22} & b_{32} \\ b_{13} & b_{23} & b_{33} \end{bmatrix}$$

a₁₂는 1번 절점에서의 2차 모드 형상을 의미한다. 식 (1)의 분자 항은 식 (3)과 같이 계산된다.

$$A^T B = \begin{pmatrix} A_1 B_1 & A_1 B_2 & A_1 B_3 \\ A_2 B_1 & A_2 B_2 & A_2 B_3 \\ A_3 B_1 & A_3 B_2 & A_3 B_3 \end{pmatrix} \tag{3}$$

A₁B₁는 A의 1차 모드와 B의 1차 모드에서의 두 행렬의 곱을 의미한다. 계산된 행렬 구성은 A와 B의 동일 절점에서의 서로 다른 모드간의 모드 유사성을 나타낸다. 대각 행렬의 경우 A와 B의 동일 모드, 동일 절점에서의 모드 유사성을 표현한다. 식 (1)의 분모 항은 식 (4)와 같이 계산된다.

$$A^T A = \begin{pmatrix} A_1 A_1 & A_1 A_2 & A_1 A_3 \\ A_2 A_1 & A_2 A_2 & A_2 A_3 \\ A_3 A_1 & A_3 A_2 & A_3 A_3 \end{pmatrix} \tag{4}$$

$$B^T B = \begin{pmatrix} B_1 B_1 & B_1 B_2 & B_1 B_3 \\ B_2 B_1 & B_2 B_2 & B_2 B_3 \\ B_3 B_1 & B_3 B_2 & B_3 B_3 \end{pmatrix}$$

A^TA와 B^TB는 A와 B의 모든 모드의 상관성을 나타낸다. 모드 상관 계수를 적용할 때는 대각 행렬을 제외하고는 고려대상이 아니다. 따라서 식 (1)의 분모

에 대각 행렬을 적용하였고 계산식은 식 (5)와 같다.

$$diag(A^T A)diag(B^T B)^T = \begin{pmatrix} A_1^2 B_1^2 & A_1^2 B_2^2 & A_1^2 B_3^2 \\ A_2^2 B_1^2 & A_2^2 B_2^2 & A_2^2 B_3^2 \\ A_3^2 B_1^2 & A_3^2 B_2^2 & A_3^2 B_3^2 \end{pmatrix} \tag{5}$$

diag(A^TA)는 A^TA 행렬의 대각 행렬을 의미한다. 계산된 행렬은 A와 B의 동일 절점에서의 서로 다른 모드간에 모드 유사성 결과를 나타낸다. 대각 행렬의 경우 A와 B의 동일 모드, 동일 절점에서의 모드 유사성을 나타낸다. 따라서 수정된 모드 상관 계수 계산식은 식 (6)과 같다.

$$MAC_{A,B} = \frac{(A^T B)^2}{diag(A^T A)diag(B^T B)^T} \tag{6}$$

(5) 정방향 장착, y축/z축 시험 및 결과

항공기 외부 장착물을 Fig. 4와 같이 정방향 장착 y축, z축 진동시험을 수행하였다. 특정 주파수를 공진 주파수로 판단하기 위해서 가정이 필요하다고 생각하였다. 이에 전달 함수(transfer function, TF)의 모드 식별 함수(MIF)가 0.35 이상인 구간에서 최대 모드 식별 함수에 대한 주파수를 공진주파수로 가정하였다. 정방향 장착 y축 진동시험과 z축 진동시험 결과를 Table 1과 Table 2로 정리하였다.

(6) 역방향 장착, y축/z축 시험 결과

항공기 외부 장착물을 Fig. 5와 같이 역방향 장착 y축, z축 진동시험을 수행하였다. 정방향 장착과 동일하게 모드 식별 함수를 도출하였고 동일한 가정을 적용하여 역방향 장착 y축 진동시험과 z축 진동시험 결과를 Table 3과 Table 4로 정리하였다.

(7) 정방향 장착과 역방향 장착 시험 결과 비교

Fig. 7과 Fig. 8은 순서대로 정방향 장착과 역방향 장착의 y축 진동시험의 주파수에 대한 10개 가속도 센서 응답 그래프이다.

Fig. 9와 Fig. 10은 순서대로 정방향 장착과 역방향 장착의 z축 진동시험의 주파수에 대한 10개 가속도 센서 응답 그래프이다.

모든 진동시험 결과에 대해서 10개 각 센서에 대한 정방향 대비 역방향 장착 가속도 응답 Grms 차이를 Table 5에 정리하였다.

Table 1 Forward mounted y-axis test result

Freq [Hz]	Forward mounted y-axis test sensor response [g/g]										MIF >0.35
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
50.67	1.00	1.01	4.90	3.92	3.73	5.44	14.19	12.99	12.96	14.79	0.94
109.17	1.00	1.02	2.57	0.75	0.76	3.66	1.75	0.52	0.77	1.34	0.58
141.70	1.00	1.58	42.32	0.74	2.46	26.79	11.98	11.22	10.81	10.43	0.96
255.56	1.00	1.01	0.59	4.27	4.18	0.39	10.32	9.63	9.73	10.06	0.96
484.54	1.00	1.47	0.98	1.35	2.25	1.33	1.43	1.08	1.41	0.32	0.50

Table 2 Forward mounted z-axis test result

Freq [Hz]	Forward mounted z-axis test sensor response [g/g]										MIF >0.35
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
42.85	1.00	0.98	5.72	1.13	0.98	6.42	5.65	1.12	1.00	6.38	0.66
65.69	1.00	0.98	61.69	2.45	2.25	48.81	64.14	2.66	1.34	48.90	0.95
276.36	1.00	2.11	4.83	6.45	2.22	8.82	4.42	6.46	2.53	1.06	0.35
286.53	1.00	1.93	9.86	11.17	4.53	5.01	9.31	11.44	5.54	3.84	0.94
317.44	1.00	0.70	2.52	1.53	2.19	2.17	2.18	1.60	1.57	1.28	0.51
330.17	1.00	1.21	2.19	3.28	3.48	1.41	2.72	3.44	3.16	1.02	0.76
348.62	1.00	1.02	0.21	0.67	0.68	0.70	0.48	0.71	0.71	0.23	0.42
381.15	1.00	1.11	1.04	2.30	1.63	0.81	1.33	2.44	1.51	1.01	0.70
415.25	1.00	0.95	0.54	0.74	0.73	6.53	0.50	0.73	0.83	0.90	0.87
442.93	1.00	1.53	1.87	2.64	3.81	2.79	2.15	2.90	4.04	2.69	0.74

Table 3 Reverse mounted y-axis test result

Freq [Hz]	Reverse mounted y-axis test sensor response [g/g]										MIF >0.35
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
50.36	1.00	1.00	5.51	4.41	4.34	6.27	15.90	14.70	14.74	16.94	0.97
113.55	1.00	0.98	2.45	0.74	0.62	2.59	1.12	0.53	0.74	0.92	0.36
141.86	1.00	1.57	46.28	0.80	2.66	28.56	12.82	12.17	11.63	11.30	0.97
256.03	1.00	1.01	0.63	4.66	4.57	0.36	11.22	10.60	10.77	10.96	0.97
488.13	1.00	1.21	1.02	1.41	1.80	0.82	1.28	1.17	1.19	0.30	0.44

Table 4 Reverse mounted z-axis test result

Freq [Hz]	Reverse mounted z-axis test sensor response [g/g]										MIF >0.35
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
55.52	1.00	1.17	6.66	1.09	1.15	6.82	6.78	1.13	1.05	6.90	0.42
65.85	1.00	1.48	65.67	3.80	3.38	37.05	68.17	4.00	2.29	36.77	0.97
278.55	1.00	3.47	5.35	6.05	4.12	5.01	4.86	6.15	5.05	6.98	0.53
290.91	1.00	5.17	15.69	16.44	4.85	2.50	14.89	17.37	4.52	9.67	0.89
318.18	1.00	0.60	2.23	1.28	2.07	2.53	1.65	1.39	1.27	1.03	0.49
331.10	1.00	2.14	3.26	4.73	4.85	1.44	3.37	4.99	4.35	0.91	0.76
348.31	1.00	1.04	0.28	0.84	0.82	0.22	0.59	0.86	0.88	0.24	0.44
381.41	1.00	1.31	0.98	2.23	2.32	1.20	1.24	2.26	2.15	1.58	0.76
419.17	1.00	1.60	2.13	1.94	2.51	7.54	1.64	2.13	3.14	2.08	0.45
449.32	1.00	1.03	1.12	1.57	1.60	1.48	1.23	1.98	2.12	1.50	0.64

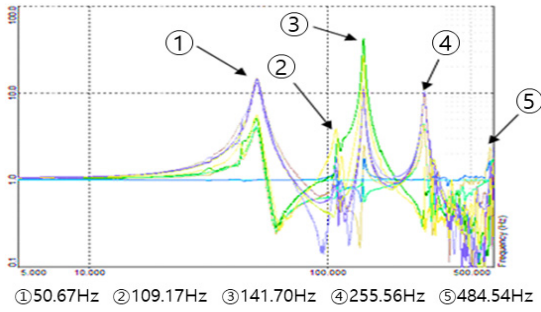


Fig. 7 Forward mounted y-axis test result

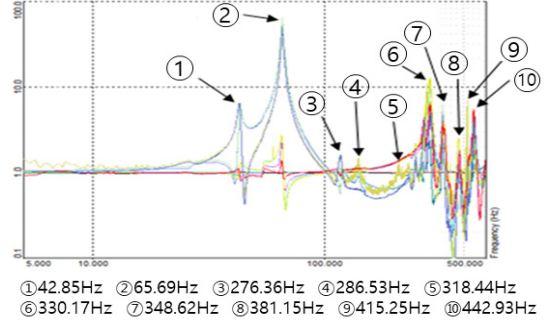


Fig. 9 Forward mounted z-axis test result

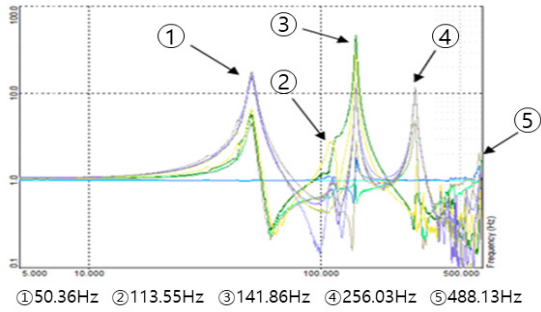


Fig. 8 Reverse mounted y-axis test result

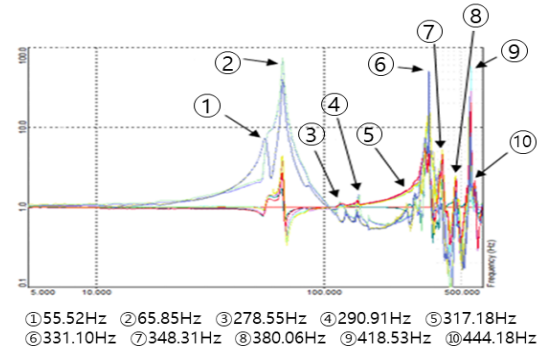


Fig. 10 Reverse mounted z-axis test result

Table 5 Comparison of sensor response Grms

Sensor no.	Sensor response Grms difference between forward mounted and reverse mounted					
	Y-axis excitation test			Z-axis excitation test		
	X response	Y response	Z response	X response	Y response	Z response
1	-0.25	-0.75	-0.55	0.48	0.12	0.12
2	-0.37	-0.91	-0.74	0.03	0.15	0.38
3	-0.06	-0.41	-0.11	0.19	0.18	0.82
4	-0.47	-0.46	-1.05	0.33	0.15	0.15
5	-0.49	-0.63	-0.82	0.01	0.26	0.62
6	-0.50	-0.03	-0.01	0.39	0.12	0.11
7	-0.01	-0.11	0.21	0.10	-0.05	0.05
8	-0.06	-0.31	0.27	0.89	-0.15	0.06
9	-0.23	-0.37	0.31	0.23	-0.02	0.05
10	-0.84	-0.15	0.31	0.61	-0.15	0.58

y축 진동시험의 경우 역방향 장착일 때 전체적으로 센서의 가속도 응답은 낮아졌다. 그러나 7번, 8번, 9번, 10번 센서의 z축 가속도 응답은 더 높게 측정되

었다. z축 진동시험의 경우 역방향 장착일 때 전체적으로 센서의 가속도 응답은 높아졌다. 그러나 7번, 8번, 9번, 10번 센서의 y축 가속도 응답은 더 낮게 측정되었다. 이 센서들은 스웨이브레이스-러그 장착구조에서 멀리 떨어진 항공기 외부 장착물 아랫부분에 위치하였기에 관성모멘트가 커져 다른 값을 나타낸 것으로 판단하였다. 정방향 장착과 역방향 장착의 공진주파수의 차이는 Table 6과 같다.

z축 진동시험의 첫 번째 공진주파수는 역방향으로 장착했을 때 12.67 Hz가 증가하였다. 그 외의 경우는 y축 진동시험과 z축 진동시험 모두 정방향 장착일 때와 역방향 장착일 때의 공진주파수가 크게 차이가 없었다. 공진주파수에 대한 상관관계를 확인하기 위해 공진주파수에 대한 모드 상관 계수를 적용하였다. Table 7는 정방향 장착 y축 진동시험의 각 센서 3축 응답을 고유 벡터 행렬로 정리하였다.

Table 8는 역방향 장착 y축 진동시험 중 각 센서의 3축 응답을 고유 벡터 행렬로 정리하였다.

Table 7과 Table 8의 고유 벡터 행렬들을 수정된 모

Table 6 Comparison of resonance frequency

Excitation test	Forward mounted freq [Hz]	Reversed mounted freq [Hz]	Difference		Etc
			[Hz]	[%]	
Y-axis	50.67	50.36	-0.31	-0.61	MIF > 0.35
	109.17	113.55	4.38	4.01	
	141.70	141.86	0.16	0.11	
	255.56	256.03	0.47	0.18	
	484.54	488.13	3.59	0.74	
Z-axis	42.85	55.52	12.67	29.57	
	65.69	65.85	0.16	0.24	
	276.36	278.55	2.19	0.79	
	286.53	290.91	4.38	1.53	
	318.44	317.18	-1.26	-0.40	
	330.17	331.10	0.93	0.28	
	348.62	348.31	-0.31	-0.09	
	381.15	380.06	-1.09	-0.29	
	415.25	418.53	3.28	0.79	
	442.93	444.18	1.25	0.28	

드 상관 계수 계산식에 적용하면 y축 진동시험의 정방향으로 장착했을 때와 역방향으로 장착했을 때의 모드 유사성을 비교할 수 있다. 5개의 공진주파수를 비교군으로 계산한 값은 Table 9와 같으며, 이를 Fig. 11과 같이 3차원 그래프로 형상화하였다.

동일한 방식을 적용하여 정방향 장착과 역방향 장착 z축 진동시험의 각 센서 3축 응답을 고유 벡터 행렬로 정리하였다. z축 진동시험의 경우 총 10개의 공진주파수를 비교군으로 설정하였기 때문에 10×10 행렬의 고유 벡터를 적용하였다. 모드 상관 계수 계산식에 적용하여 계산한 값은 Table 10과 같으며, 이를 Fig. 12와 같이 3차원 그래프로 형상화하였다.

모드 상관 계수는 0에서 1사이의 값을 갖으며 모드 상관 계수가 0.9 이상일 때 두 비교군의 모드 유사성이 높다고 판단된다⁽⁵⁾. y축 진동시험 모드 상관 계수

Table 7 Forward mounted sensor response eigen vector

Excitation test [y-axis]	Forward mounted sensor response eigen value [vector + phase]				
	1 st mode	2 nd mode	3 rd mode	4 th mode	5 th mode
Sensor1	1.14-0.47i	1.62-2.24i	1.36+0.72i	1.55-0.39i	1.84-2.19i
Sensor2	1.19-2.37i	1.50+4.34i	2.10-6.32i	1.70-1.56i	2.77+3.29i
Sensor3	10.55+1.52i	5.06-0.79i	75.11-1.66i	10.45-2.48i	1.76+1.32i
Sensor4	9.66+1.45i	2.34-1.56i	13.37-0.57i	7.81+1.73i	3.52-1.96i
Sensor5	9.67+4.53i	2.71+3.06i	9.68-1.92i	7.68+4.29i	4.84+2.56i
Sensor6	12.25-1.51i	6.98-3.97i	44.88-4.85i	9.16-1.62i	3.05+6.19i
Sensor7	20.06+1.15i	5.58+3.43i	37.05-1.58i	23.72-1.50i	2.10+3.63i
Sensor8	18.45+1.12i	3.56+1.72i	19.41-4.42i	12.93+4.91i	3.65-3.30i
Sensor9	18.79+1.09i	4.11-0.38i	18.16-1.79i	13.27+1.80i	5.54+2.81i
Sensor10	21.92-1.31i	6.12-1.27i	25.63-4.97i	22.91+1.66i	1.65+0.51i

Table 8 Reverse mounted sensor response eigen vector

Excitation test [y-axis]	Reverse mounted sensor response eigen value [vector + phase]				
	1 st mode	2 nd mode	3 rd mode	4 th mode	5 th mode
Sensor1	1.16+0.92i	1.19+3.27i	1.19+0.49i	1.36+1.94i	1.29+1.10i
Sensor2	1.12-7.84i	1.13+2.12i	2.04-5.82i	1.43-7.52i	1.66+7.89i
Sensor3	11.99+1.79i	4.92-1.19i	82.11-1.43i	11.95-2.622i	2.12+6.59i
Sensor4	11.04+1.82i	1.91-1.99i	14.73-0.42i	9.22+1.27i	3.02-1.54i
Sensor5	10.76+2.97i	1.89+3.26i	10.40-1.79i	8.97+4.95i	3.36+2.79i
Sensor6	14.23-1.45i	5.95-3.72i	47.78-4.68i	10.11-1.67i	2.75+5.34i
Sensor7	22.73+1.30i	4.25+2.25i	40.28-1.47i	26.43-1.65i	2.42+3.06i
Sensor8	21.02+1.31i	2.54+0.02i	21.27-4.59i	14.86+4.44i	3.35-2.24i
Sensor9	20.54+1.30i	2.71-1.92i	19.17-1.35i	15.31+1.39i	4.15+2.66i
Sensor10	25.26-0.98i	5.02+3.29i	27.23-4.61i	25.36+1.48i	1.43+2.55i

의 대각 행렬의 경우 1번, 3번, 4번 모드에서는 0.98 이상의 값으로 모드 유사성이 높지만, 2번 5번의 모드는 0.7 정도의 값으로 모드 유사성이 높다고 판단하기 어렵다. z축 진동시험 모드 상관 계수의 대각 행렬의 경우 2번, 4번, 5번, 6번 모드에서는 0.9 수준의 값으로 모드 유사성이 높지만, 나머지 모드에서는 모드 유사성이 낮다. 따라서 정방향 장착의 동특성과

역방향 장착의 동특성은 유사하다고 하기에는 제한적이라고 판단된다.

시험 장치에 항공기 외부 장착물을 설치한 상태로 동특성 시험을 하게 되면 스웨이브레이스-리그 장착 구조로 되어 있는 시험 장치의 상단부가 y축과 z축 방향으로의 모드 형상이 발생하게 될 것이다. 정방향 장착 시험 장치의 경우 Fig. 13의 왼쪽과 같이 상단부의 모서리를 고정했기 때문에 스웨이브레이스-리그 장착구조 부분은 y축 z축 방향 모두 자유롭게 움직이는 모드 형상이 발생할 수 있다. 그러나 역방향 장착 시험 장치의 경우 Fig. 13의 오른쪽과 같이 상단부의 윗면을 가진판에 고정하였기 때문에 스웨이브레이스-리그 장착구조 부분의 y축 z축 방향 움직임에 제한이 걸리게 된다.

이에 y축 방향의 경우 모드 형상에 영향을 주게 될 것이며, z축 방향의 경우에는 가진판 방향으로 변형될 수 없는 경계조건이기 때문에 정방향 장착 시험 장치와는 다른 모드 형상이 발생할 것이다. 따라서 모드 상관 계수의 결과는 시험 장치 경계조건 변화에 의한 영향이 있을 것으로 판단하였다.

Table 9 Sensor response MAC data (y-axis excitation)

Mode	1	2	3	4	5
1	0.9871	0.5445	0.5814	0.9316	0.3529
2	0.5911	0.7292	0.5523	0.5681	0.4382
3	0.5934	0.5406	0.9997	0.5713	0.4872
4	0.9232	0.5652	0.5623	0.9823	0.2853
5	0.3643	0.2448	0.3156	0.2679	0.7459

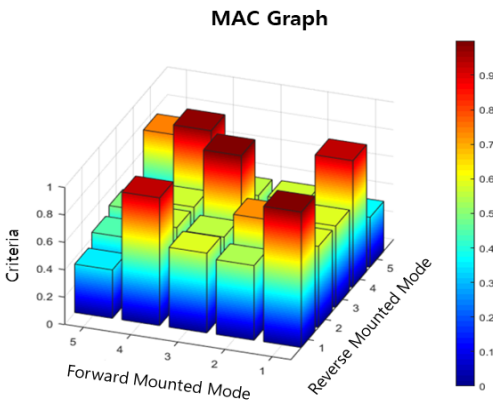


Fig. 11 Sensor response MAC value (Y-Axis excitation)

Table 10 Sensor response MAC data (z-axis excitation)

Mode	1	2	3	4	5
1	0.6450	0.6101	0.4490	0.4791	0.3454
2	0.7286	0.9739	0.4472	0.4594	0.4537
3	0.3816	0.4319	0.6433	0.6501	0.7734
4	0.5014	0.4876	0.8132	0.9426	0.6314
5	0.3346	0.5208	0.6356	0.5706	0.8833
Mode	6	7	8	9	10
6	0.8863	0.2906	0.5432	0.6303	0.5227
7	0.4149	0.5912	0.2500	0.2600	0.2862
8	0.3996	0.2494	0.7284	0.2365	0.3207
9	0.2367	0.3915	0.4269	0.2150	0.0907
10	0.6233	0.4421	0.3624	0.4333	0.7071

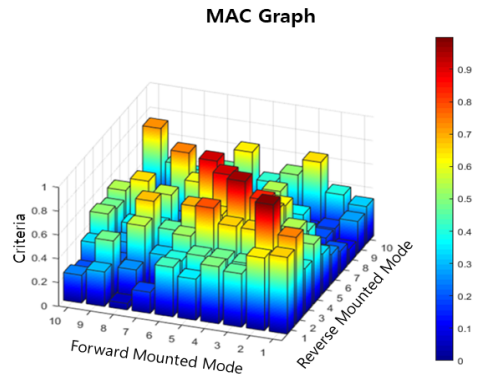


Fig. 12 Sensor response MAC value (z-axis excitation)

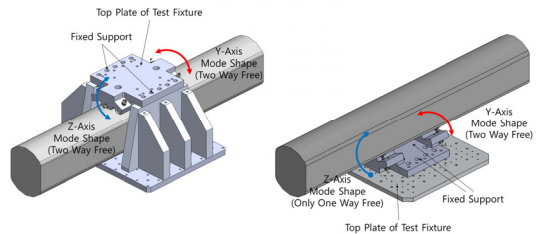


Fig. 13 Difference boundary condition of top plate of test fixture

3. 결 론

정방향 장착 시 스웨이브레이스-러그 장착구조를 모사한 시험 장치는 형상에 의한 영향으로 항공기 외부 장착물에 정확한 진동 레벨의 가진을 할 수 없기 때문에 직접적으로 가진 할 수 있는 역방향 장착 후 동특성 차이를 확인하였다. y축과 z축 시험 모두 정방향으로 장착했을 때와 역방향으로 장착하였을 때 주파수에 대한 센서 응답 그래프의 형상이 육안상으로 크게 다르지 않았다.

정방향 장착 대비 역방향 장착의 센서 가속도 응답은 특정 센서를 제외하고는 y축 진동시험에서는 낮아졌으며, z축 진동시험에서는 가속도 응답이 높아졌다. 스웨이브레이스-러그에서 상대적으로 멀리 위치하는 센서에서는 y축 진동시험 시 z축 응답이 높게 계측되었으며, z축 진동시험에서는 y축 응답이 낮게 계측되었다.

이를 확인하고자 공진 주파수에 대해 가속도 센서 응답을 비교하였고, z축의 첫 번째 공진 주파수를 제외하고는 전체적으로 정방향 장착 대비 역방향 장착의 주파수 값이 0%~5% 차이 범위 내에서 계측된 것을 확인하였다.

그러나 모드 상관 계수를 적용하여 정방향 장착과 역방향 장착의 모드 유사성을 확인하였고, 동특성이 유사하다고 하기에는 제한적이라고 판단하였다. 이는 시험 장치의 경계조건 변화가 원인이 되어 동특성이 변한 것으로 생각된다. 차이 확인과 원인 분석을 위해서라면 추가적인 시험이 필요할 것으로 판단하였다. 향후 진동시험에서 가속도 센서뿐만 아니라 응력 센서를 추가로 부착하여 동특성 분석에 내구성 분석을 추가하여 피로도 측면에서 비교한다면 더욱 타당성이 높은 결과가 나올 것으로 판단된다. 이 결과를

바탕으로 스웨이브레이스-러그 장착구조를 가진 다양한 항공기 외부 장착물의 장착 방향에 따른 동특성 예측 및 분석을 할 수 있을 것으로 생각한다.

References

- (1) DOD, 2008, Department of Defense Test Method Standard for Environmental Engineering Considerations and Laboratory Tests, Method 514.6 Vibration, MIL-STD-810G.
- (2) Lee, J. H., Lee, Y. K., Kang, Y. S. and Kang, D. S., 2014, Acoustic Noise Durability Verification for a Jet Aircraft External Store, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 42~47.
- (3) Jeong, H. I., Park, J. H., Son, D. H. and Jang, J. Y., 2019, Study on Fatigue Life Estimation of an Aircraft External Store under Dynamic Loads, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 29, No. 4, pp. 462~469.
- (4) Allemang, R. J., 2003, The Modal Assurance Criterion - Twenty Years of Use and Abuse, Sound and Vibration, Vol. 37, No. 8, pp. 14~20.
- (5) Paster, M., Binda, M. and Harcarik, T., 2012, Modal Assurance Criterion, Procedia Engineering 48, pp. 543~548.



Jihwan Park is Research Engineer at Mechanical Convergence System R&D Lab, LIG Nex1. He received B.S. degree in Aerospace Engineering from Konkuk University in 2014, and M.S degree in Aerospace Engineering from Konkuk University in 2016.

유동환경을 고려한 탄성공명패널의 흡음특성에 관한 연구

A Study on Sound Absorption Characteristics of Elastic Resonance Panel Considering Flow Environment

최요셉* · 홍석윤** · 송지훈† · 권현웅*** · 노희민****

Yo-Seb Choi*, Suk-Yoon Hong*, Jee-Hun Song†, Hyun-Wung Kwon**, Hee-Min Noh****

(Received July 28, 2020 ; Revised August 24, 2020 ; Accepted August 25, 2020)

Key Words : High-speed Railway(고속철도), Sound Absorption Characteristics(흡음특성), Elastic Resonance Panel(탄성공명패널), Acoustic Impedance Model(음향 임피던스 모델)

ABSTRACT

As high-speed railways are continuously being developed, the elastic resonance panels are gaining more attention as a way to reduce railway noise. To develop an elastic resonance panel for high-speed railway applications, the flow environment must be considered. In this study, the sound absorption performance prediction technique for elastic resonance panels considering the flow environment was established by applying an acoustic impedance model. By comparing the experimental and derived results from the established method, the validity of the technique was verified, and the sound absorption performance with respect to the design variables was analyzed based on the proposed technique. The analytical results of design variables confirmed both the degradation of sound absorption performance because of the flow environment and the movement of the absorption peak frequency. In addition, a design method based on the porosity was proposed, and the specific porosity is presented as the design reference porosity. Further, we observed that the increase in flow velocity inverted the movement tendency of the sound absorption peak frequency based on a specific porosity.

1. 서론

국내 고속철도의 최대속도는 300 km/h이며 지속적인 기술발전에 따른 향후 속도 증가를 고려했을 때 철도소음의 증가는 필연적으로 발생한다. 최고 시험 속도 400 km/h에서 운행할 수 있는 차세대 고속철도

가 개발됨에 따라 유동환경에서 발생하는 철도소음을 저감할 수 있는 방안에 대한 연구가 필요한 실정이다. 탄성공명패널은 미세천공판, 공동, 후판으로 구성된 구조물이며 해당 패널은 설계변수에 따라 목표 주파수 소음을 저감할 수 있는 장점을 가진다. 이에 따라 탄성공명패널은 철도소음에 대한 저감방안으로써 주목을 받고 있으며, 현재 국내외에서 해당 패널에 대

† Corresponding Author ; Member, Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Chonnam National University, Professor
E-mail : jhs@jnu.ac.kr

* Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Seoul National University, Student

** Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Seoul National University, Professor

*** Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Kojue College, Professor

**** Korean Railroad Research Institute, Senior Researcher

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

‡ Recommended by Editor Jae Eun Kim

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

한 연구를 활발히 수행하고 있다.

탄성공명패널은 헬름홀츠 공진(Helmholtz resonance)에 의한 흡음 메커니즘을 가진다⁽¹⁻³⁾. 해당 메커니즘 바탕의 흡음성능을 예측하기 위한 연구가 활발히 이루어지고 있다. Maa^(4,5)는 최초로 탄성공명패널을 흡음구조로써 제시하였으며 탄성공명패널의 이론적 기반과 발전가능성에 대해 제시하였다. Lee et al.⁽⁶⁾은 패널의 진동이 흡음성능에 영향을 미침을 실험 및 해석적으로 도출하였다. Sakagami et al.⁽⁷⁾은 이중 미세천공판으로 구성된 탄성공명패널을 제시하였으며 저주파수 대역에서의 추가적인 흡음성능을 확인하였다. Toyoda et al.⁽⁸⁾은 허니컴을 포함한 탄성공명패널에 대한 흡음성능해석을 수행하고 실험결과와 비교검증을 수행하였으며 중주파수 대역에서의 흡음성능 향상을 확인하였다. Park et al.⁽⁹⁾은 기존 비선형 임피던스 모델을 바탕으로 설계변수에 따른 탄성공명패널의 흡음 특성 변화를 확인하였다. 이처럼 탄성공명패널에 대한 흡음성능을 예측하기 위한 연구가 지속적으로 활발히 이루어졌으나 유동환경을 고려한 탄성공명패널에 대한 연구는 미미한 실정이다.

유동환경을 고려한 탄성공명패널의 흡음성능에 대한 연구는 탄성공명패널의 기하학적 특성에 의해 어려움을 갖는다. 탄성공명패널의 천공이 1 mm 이하로 굉장히 작은 기하특성을 가짐에 따라 직접적으로 천공을 모델링하여 유동환경에서의 흡음성능을 해석하는 것이 어려운 실정이다. 해당 천공을 직접적으로 모델링 한 후 전산유체역학(computational fluid dynamics, CFD) 및 음향해석(acoustic analysis)을 통하여 유동환경에서의 흡음성능을 도출할 수 있다면 패널 주변에서 발생하는 유동 현상들을 직접적으로 구현할 수 있다는 장점을 가지지만 직접 모델링의 어려움이 있을 뿐만 아니라 전산유체역학을 기반으로 해당 천공에 대해 유동환경에 대한 해석을 수행할 때 계산비용이 기하급수적으로 증가하는 단점을 가진다. 따라서, 유동환경을 고려한 탄성공명패널의 흡음성능을 예측할 수 있는 이론 바탕의 예측기법에 대한 연구가 우선적으로 수행되어야하며 정립된 예측기법 바탕의 유동환경기반 탄성공명패널의 흡음특성 연구가 필요하다.

이 논문에서는 음향 임피던스 모델 이론 기반의 유동환경을 고려한 탄성공명패널 흡음성능예측기법을 정립하고 해당 이론 바탕의 흡음특성 연구를 수행하였다. 유동환경이 반영된 탄성공명패널의 음향 임피

던스 모델을 탄성공명패널 흡음성능예측 이론에 반영하여 흡음성능을 도출하였으며 흡음 피크에 대한 strouhal 수 및 흡음 스펙트럼에 대한 실험결과와 비교검증함으로써 해당 방법에 대한 타당성을 검증하였다. 검증된 이론 기반의 방법을 바탕으로 설계변수에 따른 탄성공명패널의 흡음성능을 분석하였다. 분석결과를 바탕으로 설계 기준 공극률을 도출하였으며 철도소음의 저주파수 대역 소음을 저감시킬 수 있는 탄성공명패널의 설계방안을 제시하였다.

2. 유동환경을 고려한 탄성공명패널 흡음성능예측 이론

2.1 유동환경을 고려한 음향 임피던스

유동환경은 고속 철도환경과 동일하게 패널 외부로의 접선유동(grazing flow)이 분포하는 환경을 가정한다. 유동환경을 고려한 탄성공명패널의 흡음성능은 패널 주변의 유동환경의 영향을 반영한 음향 임피던스를 적용함으로써 도출할 수 있다. 해당 유동환경의 영향을 반영한 음향 임피던스는 실험적으로 유동환경을 구현함으로써 다양한 조건 하에서 도출되었다. 기존 탄성공명패널에 대한 음향 임피던스는 Maa^(4,5)에 의해 도출되었으며 식 (1)과 같다.

$$z_0 = \frac{32\eta t_h}{d_h^2} \left[\sqrt{1 + \frac{k_h^2}{32} + \frac{\sqrt{2}}{8} \frac{d_h k_h}{t_h}} - j\rho_0\omega t_h \left[1 + \left(9 + \frac{k_h^2}{2}\right)^{-1/2} + 0.85 \frac{d_h}{t_h} \right] \right] \quad (1)$$

여기서, k_h 는 $d_h \sqrt{\rho_0\omega\eta^{-1}}/2$ 에 해당하는 상수이며, η , ρ_0 는 각각 공기중 점성계수와 밀도를 나타낸다. t_h , d_h 는 각각 탄성공명패널의 두께 및 천공직경을 나타

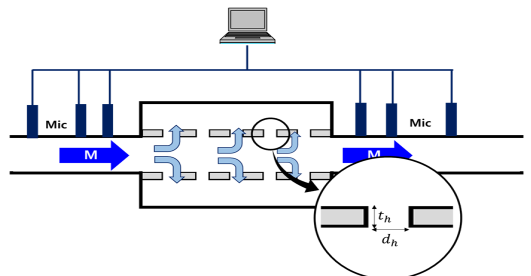


Fig. 1 Reference apparatus for microperforated panel impedance

낸다. 식 (1)은 주변 유동이 없을 때의 탄성공명패널의 음향 임피던스를 나타낸다. Fig. 1과 같이 실험적으로 도출된 유동환경의 영향에 따른 음향 임피던스의 변화를 식 (1)에 반영함으로써 식 (2)의 유동환경을 고려한 음향 임피던스가 도출된다⁽¹⁰⁻¹³⁾.

$$z_f = \frac{32\eta t_h}{d_h^2} \left[\sqrt{1 + \frac{k_h^2}{32}} + \frac{\sqrt{2}}{8} \frac{d_h k_h}{t_h} \right] + \rho_0 c_0 KM - j\rho_0 \omega t_h \left[1 + \left(9 + \frac{k_h^2}{2} \right)^{-1/2} + 0.85 \frac{d_h}{t_h} F(M) \right] \quad (2)$$

여기서, $\rho_0 c_0 KM$ 은 탄성공명패널 주변에 접선유동환경이 반영됨에 따라 추가적으로 발생한 음향 레지스턴스(resistatance)에 해당하며 M 은 마하수(Mach number), K 는 0.15로 실험적으로 도출된 상수에 해당한다. $F(M)$ 은 실험적으로 도출된 음향 리액턴스(reactance)의 변화를 나타내며 $(1 + (12.6M)^3)^{-1}$ 에 해당한다. 기존 탄성공명패널의 음향 임피던스 모델을 바탕으로 유동영향에 따른 임피던스의 변화를 반영함으로써 유속에 따른 음향 임피던스값이 도출된다. 이 논문에서는 해당 임피던스값을 바탕으로 유동환경을 고려한 탄성공명패널에 대한 흡음성능 예측을 수행하였다.

2.2 탄성공명패널 흡음성능예측 이론

유동환경을 고려한 음향 임피던스 모델을 탄성공명패널 흡음성능예측 이론⁽⁸⁾에 적용하였다. 해당 탄성공명패널 흡음성능예측 이론은 패널을 기준으로 입사파, 반사파, 투과파 및 패널 거동 사이의 관계를 규명하고 최종적으로 패널의 흡음성능을 도출하는 이론에 해당한다. Fig. 2는 입사파를 기준으로 패널 주변에 형성되는 음압 및 속도 분포를 나타낸다. 각 수식에서의 아래 첨자 1, 2, 3은 각각 미세천공판, 공동,

후판을 의미한다. z 축 수직법선을 기준으로 θ 의 입사각을 가지며 진폭이 1인 입사파와 패널 주변 음압 분포는 식 (3)~ 식 (5)으로 표현된다⁽¹⁴⁾.

$$p_i(x, z) = e^{ik_0(\sin\theta x + \cos\theta z)} \quad (3)$$

$$p_1(x) = 2p_i(x, 0) - \frac{\rho_0 \omega}{2} \int_{-\infty}^{\infty} H_0^{(1)}(k_0|x-x_0|) v_1(x_0) dx_0 \quad (4)$$

$$p_3(x) = \frac{\rho_0 \omega}{2} \int_{-\infty}^{\infty} H_0^{(1)}(k_0|x-x_0|) v_3(x_0) dx_0 \quad (5)$$

여기서, ρ_0 는 공기에 대한 밀도를 나타내며 v_1 과 v_3 는 각각 해당 위치에서의 입자속도(particle velocity)를 나타낸다. 공동 내부 음압과 속도는 식 (6)과 식 (7)로 도출된다.

$$p_2(x, z) = (P^+ e^{ik_0 \cos\theta z} + P^- e^{-ik_0 \cos\theta z}) e^{ik_0 \sin\theta x} \quad (6)$$

$$v_2(x, z) = \frac{\cos\theta}{\rho_0 c_0} (P^+ e^{ik_0 \cos\theta z} - P^- e^{-ik_0 \cos\theta z}) e^{ik_0 \sin\theta x} \quad (7)$$

여기서, P^\pm 는 공동 내부에서 양방향으로 전파되는 음압의 진폭을 각각 나타내며 c_0 는 공기중 음속을 나타낸다. 패널 내부와 외부의 음압 차로 인해 외력이 발생하게 되며 해당 힘으로부터 패널의 거동이 발생한다. 해당 힘으로부터 발생한 패널 거동에 대한 운동방정식은 식 (8)과 같다.

$$\frac{\partial^4 u(x)}{\partial x^4} - k^4 u(x) = \frac{\delta(x)}{D_f} \quad (8)$$

여기서, k , D_f 는 각각 탄성파에 대한 파수와 굽힘 강성(flexural rigidity)을 나타낸다. $u(x)$ 는 $\delta(x)$ 의 단위 가진이 패널에 작용했을 때 발생하는 변위를 나타낸다. 탄성공명패널이 미세천공판과 후판을 포함하기 때문에 식 (8)을 각 패널에 각각 적용해야되며 이로부터 미세천공판과 후판에 대한 변위가 각각 도출된다. $\delta(x)$ 의 단위 가진으로부터 도출된 미세천공판과 후판에 대한 변위가 u_1 과 u_2 일 때 각 패널 내외부의 음압 차이로부터 도출되는 미세천공판과 후판에 대한 변위는 합성곱(convolution)을 통해 식 (9)와 식 (10)과 같이 도출된다⁽⁸⁾.

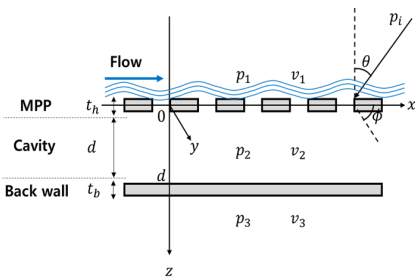


Fig. 2 Analytical model

$$w_1(x) = \int_{-\infty}^{\infty} \{p_1(\xi) - p_2(\xi, 0)\} u_1(x - \xi) d\xi \quad (9)$$

$$w_2(x) = \int_{-\infty}^{\infty} \{p_2(\xi, d) - p_3(\xi)\} u_2(x - \xi) d\xi \quad (10)$$

미세천공판과 후판 간의 속도 경계조건은 각 패널 내부, 외부에서의 속도 연속성 조건에 해당하며 해당 조건은 식 (11)과 식 (12)로 표현된다⁽¹⁵⁾.

$$v_1(x) = v_2(x, 0) = -i\omega\zeta w_1(x) + \frac{\sigma}{z_f} \{p_1(x) - p_2(x, 0)\} \quad (11)$$

$$v_2(x, d) = -i\omega w_2(x) \quad (12)$$

여기서, σ 는 미세천공판의 공극률에 해당하며 ξ 는 $1 - (z_{react}/z_f)\sigma$ 로 표현된다. z_f 는 유동환경을 고려한 탄성공명패널의 음향 임피던스를 나타내며 z_{react} 는 z_f 의 허수부에 해당한다. 이 논문에서는 식 (2)의 음향 임피던스 모델을 식 (11)의 임피던스항에 적용함으로써 유동환경에 의한 영향을 반영하였다.

식 (4) ~ 식 (7), 식 (8) ~ 식 (10)을 정리하여 속도 연속성 경계조건인 식 (11)과 식 (12)에 대입하면 미세천공판과 후판 내외부의 속도에 대한 식 (13)과 식 (14)를 도출할 수 있다.

$$v_1(x) = Q_v(k_0 \sin\theta) \cos\theta e^{ik_0 \sin\theta x} / (\rho_0 c_0) \quad (13)$$

$$v_3(x) = -i\omega F_2(k_0 \sin\theta) e^{ik_0 \sin\theta x} \quad (14)$$

여기서, Q_v , F_2 는 식 (4) ~ 식 (7)을 속도 연속성 경계조건 식 (9)와 식 (10)에 대입함으로써 도출된 변수들에 해당하며 각각 미세천공판과 후판 외부의 속도 진폭을 나타낸다. 입사파와 반사파에 대한 인텐시티는 각각 식 (15)와 식 (16)으로 표현된다.

$$I_i = \frac{\cos\theta}{2\rho_0 c_0} \quad (15)$$

$$I_r = \frac{1}{2} Re \{ [p_1(x) - p_i(x, 0)] \cdot [-v_1(x) + v_i(x, 0)]^* \} = \frac{\cos\theta}{2\rho_0 c_0} Re \{ [Q_p(k_0 \sin\theta) - 1] \cdot [-Q_v(k_0 \sin\theta) + 1]^* \} \quad (16)$$

여기서, Q_p 는 미세천공판 외부의 음압 진폭을 나타낸

다. 해당 인텐시티를 바탕으로 유동환경을 고려한 탄성공명패널에 대한 흡음률을 도출할 수 있으며 해당 흡음률은 식 (17)과 식 (18)과 같다.

$$\alpha = 1 - \frac{I_r}{I_i} \quad (17)$$

$$\bar{\alpha} = 10 \log_{10} \frac{2 \int_0^{\pi/2} \int_0^{\theta_{lim}} \alpha \sin 2\theta d\theta d\phi}{\pi \int_0^{\theta_{lim}} \sin 2\theta d\theta} \quad (18)$$

식 (17)은 단일 입사각에 대한 흡음률을 나타내며, 식 (18)은 모든 입사각에 대한 평균 흡음률을 나타낸다. 최종적으로 도출된 흡음률식은 음향 임피던스 모델을 적용함에 따라 유동환경을 고려한 탄성공명패널의 흡음률을 나타내며 이 식을 바탕으로 다양한 유동 조건에서의 탄성공명패널에 대한 흡음 성능 특성분석이 가능하다.

3. 유동환경을 고려한 탄성공명패널 흡음 성능

3.1 탄성공명패널 제원 및 검증

유동환경에서의 흡음 성능 도출을 위한 탄성공명패널의 제원과 물성치는 Table 1과 같다. 해당 탄성공명패널은 미세천공판, 공동, 후판으로 구성된 단층 탄성공명패널이며 각 패널의 재질은 모두 알루미늄으로 구성되었다. 각 패널은 매질과 두께만을 포함하는 무한 평판임을 가정하였다. 고속철도 환경과 동일하게 미세천공판 외부에 유속이 분포하도록 Fig. 2와 같이 모델을 구성하였으며 해당 패널을 기준으로 유속, 천공직경, 공극률에 따른 흡음 성능 도출하였다.

탄성공명패널은 천공과 공동을 포함함에 따라 헬

Table 1 Each panel information

Panel information	
Material	Aluminum
Density	2700 kg/m ³
Elastic modulus	68.9 GPa
Poisson ratio	0.33
MPP thickness t_h	1 T
Cavity thickness d	44.88 T
Back wall thickness t_b	1 T

헬름홀츠 공진에 의한 흡음 피크를 가지며 천공과 공동의 제원에 따라 해당 흡음 피크주파수가 결정된다. 이 방법에 대한 타당성을 검증하기 위하여 유속에 따른 흡음 피크주파수의 변화를 실험결과⁽¹⁶⁾와 비교하였다. 실험결과와 비교하기 위한 이론 기반의 계산결과들은 모두 2절의 이론 바탕으로 도출되었다. Fig. 3은 식 (18)을 통해 도출된 유속 10 m/s, 30 m/s, 50 m/s, 100 m/s에서의 흡음 피크주파수에 대한 예측결과와 동일 조건에서의 실험결과를 나타낸다. 해당 결과들은 헬름홀츠 공진에 의한 흡음 피크주파수를 천공 직경과 유속으로 무차원화한 Strouhal 수로 표현되었다. 예측 및 실험결과 모두 유속이 증가함에 따라 흡음 피크주파수가 동일하게 감소하는 것을 확인하였다. 추가적인 검증을 위하여 유동환경에 의한 흡음 스펙트럼 결과를 도출하고 실험결과⁽¹⁷⁾와 비교하였다. Fig. 4는 유속 75 m/s에서의 탄성공명패널 흡음 스펙

트럼에 대한 예측과 실험결과를 나타낸다. 예측과 실험결과에서 모두 헬름홀츠 공진에 의한 흡음 피크가 발생하였다. 해당 흡음 스펙트럼에서 탄성공명패널 고유모드에 의한 흡음 피크는 확인할 수 없었는데 이는 패널의 두께가 1 T로써 얇은 구조물에 해당함에 따라 구조 공진에 의한 고유모드가 관심주파수 범위 외에서 형성되어 나타나지 않은 것으로 판단된다. 예측 및 실험결과를 비교했을 때 전반적인 흡음률에 대한 경향과 흡음 공진에 의한 피크주파수에 대한 경향이 일치하였다. 해당 결과를 바탕으로 음향 임피던스 모델 기반의 유동환경을 반영한 탄성공명패널 흡음성능예측방법의 타당성을 입증하였다.

3.2 설계변수에 따른 탄성공명패널 흡음특성

목표 주파수의 소음을 저감시키기 위해서는 탄성공명패널의 흡음 피크주파수를 목표 소음저감 주파수에 일치하도록 탄성공명패널을 설계하는 것이 중요하다. 따라서 유동환경에 따른 탄성공명패널의 흡음 피크주파수의 변화 및 해당 흡음 피크주파수의 크기에 대한 분석을 수행하였다. 도출된 결과들은 3.1절에서 검증된 이론 기반의 흡음성능예측기법을 바탕으로 도출되었다. 분석에 사용된 패널의 제원 및 물성치는 Table 1과 동일하다.

Fig. 5는 검증된 흡음성능예측이론을 바탕으로 도출된 유동의 유무에 따른 탄성공명패널의 흡음성능을 나타낸다. 검정색 점선과 빨간색 실선은 각각 유동이 없을 때와 60 m/s의 유동이 있을 때의 흡음성능을 나타낸다. 유동이 고려됨에 따라 피크 흡음률이 감소하였는데 이는 유동 영향으로부터 발생하는 흡음성능의 저하를 의미한다. 탄성공명패널은 패널의 천공과 공동 내 공기층 사이의 헬름홀츠 공진에 의한 흡음특성을 가진다. 해당 패널 주변에 유동이 흐르게 되면 천공과 공동 내부로 유동이 유입됨에 따라 헬름홀츠 공진이 구현되기 위한 주변 공기층이 유입류의 방해받게 된다. 주변 공기층이 방해받게 됨에 따라 유동이 흐르게 되면 유동이 흐르지 않을 때와 비교했을 때 흡음성능이 저하된다. 더하여, 흡음 피크주파수가 이동하는 것을 확인할 수 있는데 해당 흡음 피크주파수의 이동은 2.2절의 탄성공명패널 흡음성능예측이론에 식 (2)의 유동환경을 고려한 임피던스를 적용함으로써 유동영향이 반영됨에 따라 나타난 현상에 해당한다. 추가적으로 유동을 고려함에 따라 흡음률 분포

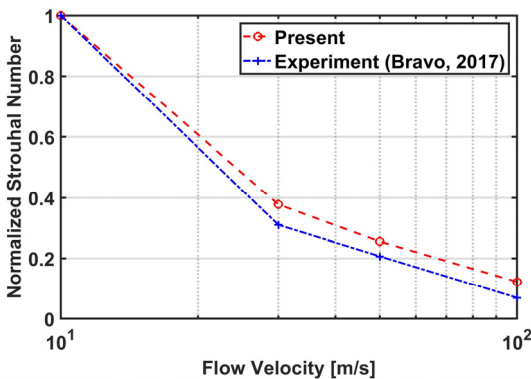


Fig. 3 Validation of Helmholtz peak frequency analysis results with experiments

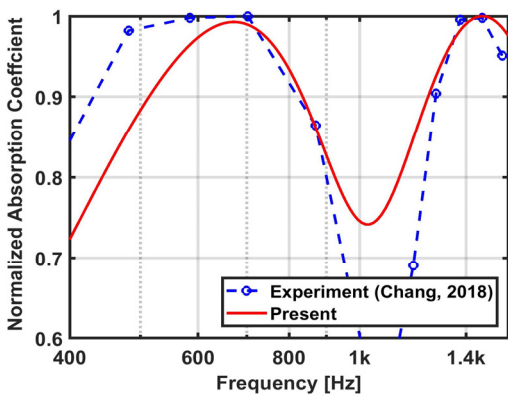


Fig. 4 Validation of absorption coefficient spectrum analysis results at flow velocity 75 m/s

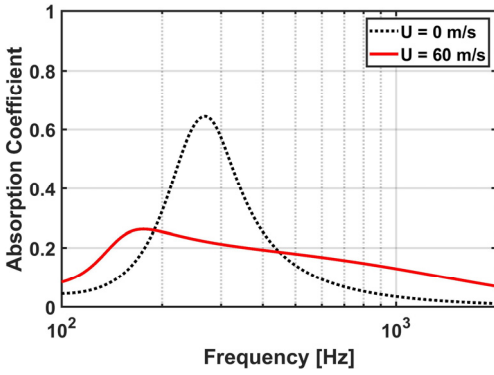


Fig. 5 Analysis results of absorption coefficient with and w/o flow

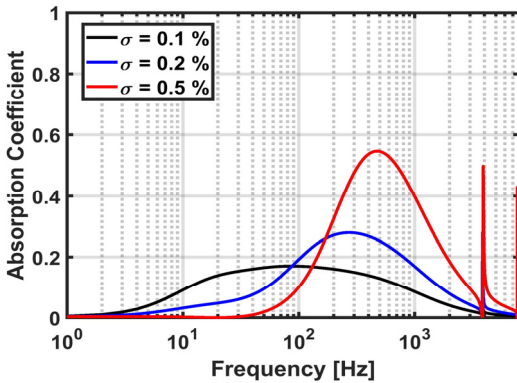
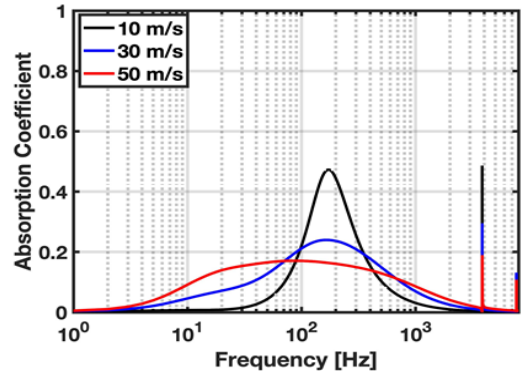


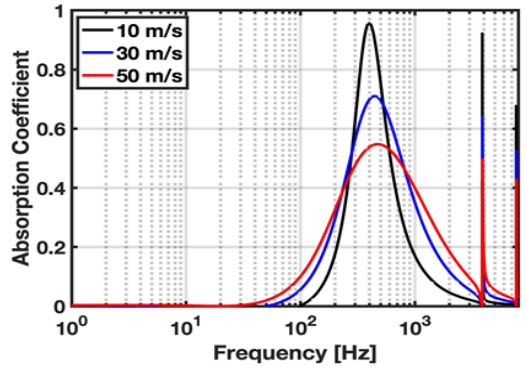
Fig. 6 Analysis results of absorption coefficient for perforation ratio at flow velocity 50 m/s

주파수 대역이 넓어짐을 확인할 수 있는데 이 영향은 유동이 고려됨에 따라 난류소산에 의한 흡음효과가 추가적으로 반영되어 나타난 것으로 판단된다. 유동 환경이 고려됨에 따라 흡음 피크주파수 및 흡음 피크 크기가 변화하기 때문에 목표 주파수 대역의 소음 저감을 위한 탄성공명패널 설계를 수행하기 위해서는 해당 영향을 필수적으로 고려해야한다.

Fig. 6은 이론 기반으로 도출된 유속 50 m/s일 때 공극률 변화에 따른 탄성공명패널의 흡음성능을 나타낸다. 공극률이 증가함에 따라 흡음 피크주파수가 증가하고 전체적인 흡음률이 커졌다. 공극률이 증가하는 것은 헬름홀츠 공진 시스템에서의 면적이 증가하는 효과와 동일하기 때문에 공극률 증가에 따라 해당 흡음 피크주파수가 증가한다. 공극률이 작을 경우 유동영향에 의해 전체적인 흡음성능이 저하되기 때문에 탄성공명패널을 통한 소음을 저감시키기 위해서는 충분한 공극률을 가지는 탄성공명패널을 적용해야한다.



(a) $\sigma = 0.1 \%$



(b) $\sigma = 0.5 \%$

Fig. 7 Analysis results of absorption coefficient for flow velocity

Fig. 7은 흡음성능예측이론을 기반으로 도출된 유속 별 미세천공판의 공극률에 따른 탄성공명패널의 흡음성능을 나타낸다. 각 공극률에 따른 탄성공명패널의 흡음성능을 분석했을 때 유속 증가에 따라 흡음률 크기가 모두 감소하는 것을 확인하였다. 유속이 증가함에 따라 유입류에 의한 천공 및 공동 주변 공기층의 방해 영향이 증가하기 때문에 유속 증가에 따라 흡음률이 전반적으로 낮아지게 된다.

더하여, 흡음 피크주파수의 경우 공극률 증가에 따라 유속증가에 따른 흡음 피크주파수 이동 경향이 반전되는 것을 추가적으로 확인하였다. 유속 증가에 따른 흡음 피크주파수 이동 경향의 반전 현상은 헬름홀츠 공진에 의한 흡음 메커니즘과 주변 유동현상의 상관관계로부터 분석가능하다. 헬름홀츠 공진에 의한 흡음 메커니즘은 헬름홀츠 공진 질량-스프링 시스템으로부터 모사가능하다⁽¹⁸⁻²¹⁾. 공극률이 작을 경우 속도 증가에 따라 천공 주변에 발생하는 와류량이 감소하게 되며 상대적으로 헬름홀츠 공진 시스템에서의

Table 2 Analysis results of Helmholtz resonance peak frequency for U and σ at hole diameter 0.5 mm

$\sigma \backslash U$	10 m/s	30 m/s	50 m/s
0.1 %	172 Hz	165 Hz	84 Hz
0.2 %	249 Hz	271 Hz	271 Hz
0.5 %	398 Hz	444 Hz	472 Hz
1.0 %	591 Hz	625 Hz	671 Hz

Table 3 Analysis results of Helmholtz resonance peak frequency for U and σ at hole diameter 1 mm

$\sigma \backslash U$	10 m/s	30 m/s	50 m/s
0.1 %	172 Hz	165 Hz	84 Hz
0.2 %	249 Hz	271 Hz	271 Hz
0.5 %	398 Hz	444 Hz	472 Hz
1.0 %	591 Hz	625 Hz	671 Hz

질량 성분이 증가하는 효과를 발생시킨다. 해당 영향 으로부터 유속 증가에 따라 흡음 피크주파수가 감소 한다. 탄성공명패널 공극률이 클 경우 유속 증가에 따라 내부유입류량이 증가하기 때문에 헬름홀츠 공진 시스템에서의 스프링 성분이 증가하는 효과를 발생 시키며 해당 영향으로부터 헬름홀츠 공진에 의한 흡 음 피크주파수가 증가한다. Fig. 7에서의 공극률 0.1 % 경우는 공극률이 작음에 따라 헬름홀츠 공진 시스템 에서의 질량 성분이 주도적으로 작용하였으며 이로부터 유속 증가에 의한 흡음 피크주파수가 감소하였다. 공극률 0.5 %의 경우는 공극률이 커짐에 따라 헬름홀 츠 공진 시스템에서의 스프링 주도적으로 작용하게 되고 유속 증가에 의한 흡음 피크주파수가 증가하였 다. Fig. 7의 결과와 같이 유속 증가에 따른 흡음 피 크주파수 이동 경향이 공극률 별로 변화하기 때문에 탄성공명패널 설계를 수행할 때 해당 공극률의 영향 을 반드시 고려해야한다.

Table 2와 Table 3은 각각 천공직경 0.5 mm, 1 mm 일 때의 유속 별 공극률에 따른 탄성공명패널의 흡음 피크주파수를 나타낸다. 각 천공직경 별 유속증가에 따른 흡음 피크주파수의 증감 경향은 동일하게 나타 나지만 증감경향이 변화하는 기준 공극률의 변화가 있음을 확인하였다. 천공직경 0.5 mm의 경우 공극률 0.2 % 일 때 유속 30 m/s에서 50 m/s로 증가함에 따라 흡음 피크주파수가 감소하였지만 천공직경 1 mm의 경우 동일한 흡음 피크주파수를 가지는 것을 확인하

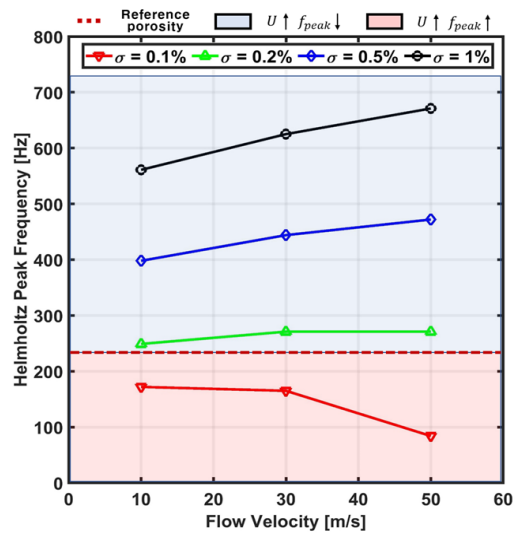


Fig. 8 Analysis results of Helmholtz resonance peak frequency for U and σ at hole diameter 1 mm

였다. 이에 따라 천공직경 1 mm의 경우 공극률 0.2 % 근처에서 유속에 따른 흡음 피크주파수 증감 경향이 변화하는 기준 공극률을 가짐을 확인할 수 있으며 천 공직경 0.5 mm의 경우 0.2 %보다 높고 0.5 %보다 낮 은 공극률에서 기준 공극률을 가짐을 확인하였다. 이 결과를 바탕으로 탄성공명패널의 설계변수에 따라 기 준 공극률이 변화하기 때문에 정확한 기준 공극률을 도출한 후 해당 공극률을 바탕으로 소음저감 설계를 수행해야함을 해석적으로 확인하였다.

3.3 흡음특성 고려한 탄성공명패널 설계방안

Fig. 8은 이론 기반으로 계산된 천공직경 1 mm일 때 공극률 별 유속에 따른 탄성공명패널의 흡음 피크 주파수를 나타낸 그래프이다. 이 그래프에 따라 유속 에 따른 흡음 피크주파수 증감 경향이 반전되는 기준 공극률이 0.2 % 근처에서 형성되는 것을 확인할 수 있다. 해당 기준 공극률에 따라 흡음 피크주파수 증 감 경향이 반전되기 때문에 해당 기준 공극률을 설계 기준 공극률로 설정한 후 공극률의 구간을 구분하여 유동영향을 반영한 탄성공명패널의 설계를 수행해야 한다. 현재 탄성공명패널의 경우 공극률 0.2 %보다 높은 공극률을 사용하게 되면 유동환경에 따라 흡음 피크주파수가 증가하기 때문에 철도소음 저감을 위한 저주파수 설계 관점에서 불리하다. 공극률이 0.2 %보 다 낮은 경우 유동환경에 따라 흡음 피크주파수가 감

소하기 때문에 저주파수 설계 관점에서 유리하지만 유속 증가에 따른 전체적인 흡음률 감소 경향은 동일하게 발생하기 때문에 충분한 흡음률을 갖기 위해서는 높은 공극률의 모델을 사용하는 것이 유리하다. 종합적으로 저주파수 대역의 철도소음을 저감시키기 위해서는 공극률이 높은 탄성공명패널 모델을 바탕으로 설계 및 적용을 수행해야하며 공극률이 높은 모델의 경우 유속 증가에 따라 흡음 피크주파수가 증가하기 때문에 목표하는 소음저감 설계 주파수보다 낮은 주파수로 탄성공명패널 설계를 수행해야 원하는 주파수 대역의 소음을 저감시킬 수 있다.

4. 결 론

이 논문에서는 음향 임피던스 모델을 바탕으로 유동환경을 고려한 탄성공명패널에 대한 흡음성능측기법을 정립하고 해당 방법으로 도출된 결과와 실험 결과를 비교함으로써 이 방법의 타당성을 검증하였다.

검증된 방법을 바탕으로 패널 주변 유동 유무에 따른 탄성공명패널의 흡음특성을 분석하였으며 해당 결과를 통해 유동에 의한 흡음률의 감소 및 흡음 피크 주파수의 이동 현상을 해석적으로 확인하였다. 더하여, 설계변수에 따른 탄성공명패널의 흡음성능을 도출하였으며 공극률에 따른 흡음 피크주파수를 헬름홀츠 공진 질량-스프링 시스템 관점으로 분석함으로써 흡음 피크주파수의 이동 및 이동 경향의 반전현상을 분석하였다. 흡음 피크주파수의 증감 경향이 특정 공극률을 기준으로 변화함에 따라 해당 특정 공극률을 설계 기준 공극률로 설정하였으며 해당 설계 기준 공극률을 바탕으로 저주파수 대역의 철도소음을 저감시킬 수 있는 설계 방안을 제시하였다.

향후에는 패널 주변에 접선유동이 형성됨에 따라 추가적으로 발생하는 난류경계층에 의한 공력 공진(aerodynamics coincidence)을 추가적으로 고려한 연구가 필요하다. 해당 공력 공진이 저주파수 대역에서 형성됨에 따라 해당 영향을 고려한 탄성공명패널의 설계기법을 구축한다면 저주파수 대역의 철도소음 저감에 더욱 기여가 가능할 것으로 기대된다.

후 기

이 연구는 서울대학교 BK21 해양플랜트 창의인재

양성사업단의 지원을 받아 수행하였습니다. 또한, 해양시스템공학연구소(RIMSE) 및 연구재단(2019R-1F1A1062914)의 지원을 받아 수행하였습니다.

References

- (1) Meissner, M., 2002, Excitation of Helmholtz Resonator by Grazing Air Flow, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 256, No. 2, pp. 382~388.
- (2) Selamet, E., Selamet, A., Iqbal, A. and Kim, H., 2011, Effect of Flow on Helmholtz Resonator Acoustics: A Three-dimensional Computational Study vs. Experiments (No. 2011-01-1521), SAE Technical Paper.
- (3) Ghanadi, F., Arjomandi, M., Cazzolato, B. and Zander, A., 2014, Understanding of the Flow Behaviour on a Helmholtz Resonator Excited by Grazing Flow, *International Journal of Computational Fluid Dynamics*, Vol. 28, No. 5, pp. 219~231.
- (4) Maa, D. Y., 1975, Theory and Design of Microperforated Panel Sound-absorbing Constructions, *Scientia Sinica*, Vol. 18, No. 1, pp. 55~71.
- (5) Maa, D. Y., 1998, Potential of Microperforated Panel Absorber, *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 104, No. 5, pp. 2861~2866.
- (6) Lee, J. and Swenson, G. W., 1992, Compact Sound Absorbers for Low Frequencies, *Noise Control Engineering Journal*, Vol. 38, No. 3, pp. 109~117.
- (7) Sakagami, K., Morimoto, M. and Koike, W., 2006, A Numerical Study of Double-leaf Microperforated Panel Absorbers, *Applied Acoustics*, Vol. 67, No. 7, pp. 609~619.
- (8) Toyoda, M. and Takahashi, D., 2008, Sound Transmission Through a Microperforated-panel Structure with Subdivided Air Cavities, *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 124, No. 6, pp. 3594~3603.
- (9) Park, S. H. and Seo, S. H., 2011, Absorption Characteristics of Micro-perforated Panel Absorber According to High Incident Pressure Magnitude and Variation of Geometric Parameters, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 21, No. 11, pp. 1059~1066.
- (10) Bauer, A. B., 1977, Impedance Theory and Measurements on Porous Acoustic Liners, *Journal of Aircraft*, Vol. 14, No. 8, pp. 720~728.

(11) Allam, S., Guo, Y. and Åbom, M., 2009, Acoustical Study of Micro-perforated Plates for Vehicle Applications (No. 2009-01-2037), SAE Technical Paper.

(12) Allam, S. and Åbom, M., 2008, Experimental Characterization of Acoustic Liners with Extended Reaction, In 14th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (29th AIAA Aeroacoustics Conference), p. 3074.

(13) Allam, S. and Åbom, M., 2011, A New Type of Muffler Based on Microperforated Tubes, Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 133, No. 3, p. 031005.

(14) Takahashi, D., 1990, Sound Transmission through Single Plates with Absorptive Facings: Improved Theory and Experiment, Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 88, No. 2, pp. 879~882.

(15) Takahashi, D. and Tanaka, M., 2002, Flexural Vibration of Perforated Plates and Porous Elastic Materials under Acoustic Loading, Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 112, No. 4, pp. 1456~1464.

(16) Bravo, T., Maury, C. and Pinhede, C., 2017, Absorption and Transmission of Boundary Layer Noise through Flexible Multi-layer Micro-perforated Structures, Journal of Sound and Vibration, Vol. 395, pp. 201~223.

(17) Chang, D., Lu, F., Jin, W. and Liu, B., 2018, Low-frequency Sound Absorptive Properties of Double-layer Perforated Plate under Grazing Flow, Applied Acoustics, Vol. 130, pp. 115~123.

(18) Meissner, M., 2002, Excitation of Helmholtz Resonator by Grazing Air Flow, Journal of Sound and Vibration, Vol. 256, No. 2, pp. 382~388.

(19) Sakagami, K., Morimoto, M. and Yairi, M., 2009, A Note on the Relationship between the Sound

Absorption by Microperforated Panels and Panel/membrane-type Absorbers, Applied Acoustics, Vol. 70, No. 8, pp. 1131~1136.

(20) Toyoda, M., Mu, R. L. and Takahashi, D., 2010, Relationship between Helmholtz-resonance Absorption and Panel-type Absorption in Finite Flexible Microperforated-panel Absorbers, Applied Acoustics, Vol. 71, No. 4, pp. 315~320.

(21) Selamat, E., Selamat, A., Iqbal, A. and Kim, H., 2011, Effect of Flow on Helmholtz Resonator Acoustics: A Three-dimensional Computational Study vs. Experiments (No. 2011-01-1521), SAE Technical Paper.



Yo-Seb Choi received the B.S. degree in Naval Architecture and Ocean Engineering from the Seoul National University, Korea, in 2015. He is currently working toward the Ph.D. degree in noise and vibration at Seoul National University. He is especially interested in predicting vibration and noise response of underwater structures using FSI analysis.



Jee-Hun Song received his B.S. degree in Naval Architecture and Ocean Engineering from the Seoul National University, Korea, in 2003, and his Ph.D. in 2007. Currently he is a professor of Naval Architecture and Ocean Engineering at Chonnam National University, Korea. His primary research interest is vibration and noise analysis in structures.

등가 대기 속도를 활용한 돌풍 하중에 따른 무인 항공기 고소작업대의 구조물 안전성 해석

Structural Stability Analysis of Unmanned Aerial Vehicle on the Maintenance Lift According to the Gust Load Utilizing the Equivalent Airspeed

류 현 기* · 손 동 훈** · 김 준** · 이 동 근*** · 박 경 수†

Hyeon-Gi Ryu*, Dong-Hun Son**, Joon Kim**, Dong-Geun Lee***, Kyoung-Su Park†

(Received July 28, 2020 ; Revised September 5, 2020 ; Accepted September 7, 2020)

Key Words : Gust Load(돌풍 하중), Maintenance Lift(고소작업대), Equivalent Airspeed(등가 대기 속도), Cable Reaction Force(케이블 반력)

ABSTRACT

Structural stability analysis of a high maintenance lift mounting an unmanned aerial vehicle (UAV) like a scissor lift was carried out. The dynamic test of UAV requires the maintenance lift. However, while the dynamic test was being carried out, a gust load in the form of random wind force and normal wind force could affect the dynamics and stability of the maintenance lift. Moreover, the gust load can have a frequency effect (0 Hz ~5 Hz), and it can damage the safety of the maintenance lift and the UAV. Therefore, we constructed the symmetric four cables in order to prevent the destruction of the UAV test system by the rotating moments induced by the wind behavior. Based on the simulation results, we found that the yield strength of the steel cable with a diameter of 10 mm was sufficient to bear the rotating load considering the safety factor of 3, but the cable connection point between the cable and ground was adversely affected. Therefore, we additionally analyzed the rope tension and computed reaction forces at connection points to propose the optimal connection force with safety factor of 3.

기 호 설 명

a : 양력 계수의 기울기
 b : 풍속 계수
 C : 기하학적 평균 시위
 d : 케이블 지름

g : 중력 가속도
 K_g : 돌풍 완화 계수
 L_w : 날개에 작용하는 하중
 M : 항공기 질량
 μ_g : 항공기 질량 비
 n : 돌풍 하중 배수

† Corresponding Author; Member, Gachon University, College of Mechanical Engineering, Professor
E-mail: pks6348@gc.gachon.ac.kr

* Gachon University, College of Mechanical Engineering, Student

** LIG Nex1, Researcher

*** Agency for Defense Development, Researcher

A part of this paper is present at the KSNVE 2020 Annual Autumn Conference

‡ Recommended by Editor Cheol Ung Cheong

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

- P : 풍 압력
- ρ_0 : 해수면 기준 공기 밀도
- ρ : 공기 밀도 (25°)
- R_0 : 케이블 인장 강도
- S : 기준 면적
- U_{de} : 돌풍 속도
- v : 풍 속도
- W : 항공기 하중
- ξ : 케이블 단면 상수

1. 서 론

최근 다양한 분야에서 무인항공기에 활용이 높아지면서 무인항공기의 개발이 활발하게 이루어지고 있다. 이러한 무인항공기 개발에 있어 동적 특성 검증(모달 해석 등)은 무인항공기 안전성을 위해 필수적으로 이루어져야 한다. 이를 위해서는 시제품으로 제작된 무인항공기를 고소작업대 등에 올려놓고 다양한 동적 특성을 검증 시험들을 수행하곤 하는데 이러한 동적 특성 검증은 수평 자세에 대한 것 이외에도 다양한 자세 조건에서도 이루어진다. 최근에는 장거리 탐사 무인기의 날개 크기가 10 m 정도로 커짐에 따라서 건물 내부에서 수행하기 어려운 실정이 되었다⁽¹⁾. 이러한 상황을 고려하여 주변의 건물에 의한 바람의 영향이 없는 개활지에서 시험을 진행하는 추세이다. 그러므로 기존에는 동특성 실험에서 고려된 적이 없었던 풍 하중 및 돌풍 하중에 따른 무인기를 포함한 고소작업대의 안전성에 대한 문제점이 대두되고 있고, 이에 대한 분석 및 최적의 동특성 실험 시스템의 설계가 필요한 실정이다. 풍 하중 및 돌풍에 대한 연구는 구조물의 피로 수명과 승차감 향상을 위해 연구분야에서 수 년간 지속되어 왔다⁽²⁾. 또한 항공기의 경우 운항중에 돌풍에 노출될 수 있기 때문에 이에 대한 안전성 분석은 수행되었다. 이러한 돌풍 하중은 이산 돌풍 하중과, 연속 돌풍 하중이 존재하는데 일반적으로 가해지는 단일 돌풍에 대해서 정의된 돌풍 하중은 미 연방 항공 규정 (FAR: federal aviation regulation)에 나와 있는 gust load factor로 계산한다⁽³⁻⁵⁾.

기존엔 무인항공기의 동적 특성 실험은 실제 비행 중이 아니기 때문에 이러한 돌풍의 영향을 간과하였으나 앞서 언급한 것과 같이 동적 실험이 개활지의 10 m 이상 높이의 고소작업대 시험 환경에서 수행되

기 때문에 실험 시스템의 안전성 확보를 위해서 풍 하중 및 돌풍 하중에 대한 안전성 해석이 필요하다. 그러므로 이 연구에서는 이러한 풍 하중 및 돌풍 하중에 대해 무인기를 포함한 고소작업대의 안전성 분석을 수행한다. 첫 번째로, 20 m/s의 풍 하중에 대해 10 m 높이의 고소작업대는 회전 모멘트로 인해 안전성에 문제를 가지고 있어 안전성 확보를 위해 4개의 케이블을 60° 간격으로 추가하여 안전성을 확보한 시스템에 대한 분석을 수행한다. 시스템의 안전성 분석을 위해 풍 하중과 돌풍 하중이 작용하는 상태에서 항공기의 날개의 처짐 변화 및 처짐으로 인한 날개를 연결하는 핀에 작용하는 응력을 통한 안전성을 분석하고, 이러한 하중 조건에서 고소작업대의 응력 분석을 통해 안전성을 검증한다. 두 번째로 지지 케이블의 지름이 5 mm, 10 mm의 두 가지 경우에 대해 케이블에 작용하는 하중 및 이를 안전 계수 3을 기준으로 안전성을 판단한다. 끝으로 이러한 안전 조건에서 케이블과 지지부에 작용하는 반력을 계산하여 케이블과 지지부의 구속 조건을 제한함으로써 무인기의 동특성 실험에 필요한 실험 고소작업대 시스템의 안전성을 확보한다.

2. 전체 구조물 모델링

2.1 고소작업대 모델링

고소작업대는 지면에 수직 방향의 힘은 작업대의 형상에 의해 높은 강성을 갖기 때문에 큰 문제는 없다. 그러므로 이러한 고소작업대는 다양한 용도로 사용되고 있고, 항공기와 같은 대형 물체를 들어올리는 작업대의 경우 상당한 중량을 고려하여 설계되기도 한다⁽⁶⁾. 그러나 이러한 고소작업대는 위에 작업대 크기 이상의 크고 무거운 작업물이 부착되는 경우 피칭 방향 또는 롤링 방향과 같은 회전 방향에 작용한 회전 모멘트에 취약한 특성을 가지고 있다⁽⁷⁾. 그러므로 이 연구에서는 고소작업대에 60° 간격으로 4개의 줄을 설치해 수평 방향으로 힘의 평형을 이루어 고소작업대의 회전을 억제하는 형태로 기본 설계를 하였다. 해석에 사용된 작업대의 중량은 약 5톤이며, 구동 높이는 10 m로 설정한다. 이 모델은 실제 고소 작업대 모델인 GENI사의 GS-3384RT 제품을 기반으로 제품의 특성을 단순화시켰으며 또한 무인항공기 기체의 기울어짐 현상에서 발생하는 돌풍 효과를 보기 위해 Fig. 1과 같이 고소작업

대 위에서 수평으로 장착된 경우와 60° 회전한 경우의 두 가지를 모델링하여 분석에 활용하였다. 해당 모델링에서 고소작업대와 항공기의 접합부는 MI-53000회전 지지 마운트로 고정되어 있으며 결합 부분이 60° 회전되어서 항공기가 회전된다.

2.2 항공기 날개 모델링

항공기에 발생하는 풍 하중 및 돌풍 하중의 경우 전체 동체와 주 날개(주익), 꼬리 날개(미익)에 작용하게 된다. 동체의 경우는 이러한 풍 하중 및 돌풍 하중에 큰 영향을 받지 않지만 특히 날개의 길이가 10 m 정도로 긴 주익의 경우는 큰 영향을 받기 때문에 이에 대한 검토를 수행하였다. 주익과 미익의 분해 도는 Fig. 2와 같이 구성되어 있다. 주익의 경우는 3부분으로 나누어 설계되었고, 각 부분은 2개의 핀 구조인 조립 연결 부로 구성되어 있으며, 미익의 경우 1가지의 연결 부로 구성되어 있으며, 두 날개 모두 얇은 항공기 보호 덮개를 가지고 있다. 주익 간의 연결 부는 AL-7075-t6의 재질로 구성되어 있으며, 강화 열처리된 SCM 440이 부착되어 있다. 주익과 동체, 미익과 동체의 연결 부에 대해서는 SK5의 재질로 구성되어 있다. 사용된 물성치의 재원은 Table 1에 나타내었다.

항공기를 구성하고 있는 전체 뼈대는 일반적으로 구조물에 사용되는 적층 나무를 사용하였으며, 적층 나무를 둘러싸고 있는 영역은 우레탄 폼으로 구성되

어 있다. 또한 항공기 날개 덮개의 경우 1,458 MPa의 허용 응력을 가지는 특수 제작된 탄소 섬유 강화 플라스틱으로 구성되어 있다. 또한, 항공기에 작용하는 돌풍 하중 및 풍 하중 계산을 위해서는 바람이 영향을 미치는 날개 하나의 면적은 주익의 경우 6.76 m², 미익의 경우 1.9 m²로 계산되었다. 해당 수치는 SOLIDWORKS 2018.ver을 사용하여 바람 영향 면적을 사영 후 연산 된 값이다.

2.3 지지 케이블 모델링

앞서 언급한 회전 모멘트를 억제하는 4방향 케이블의 경우 와이어 로프 규격 KSD3514를 따르는 일반적인 도금 와이어 로프로 설정하였으며, 해당 로프의 파단 하중 기준인 breaking force는 식 (1)로 계산된다⁽⁸⁾.

$$F = \frac{d^2 R_0 \zeta}{1000} \tag{1}$$

사용된 케이블의 경우 단층 와이어로 설정하였으며 식 (1)에서 사용된 d는 케이블의 직경이고 R₀는 케이블의 강도이고, ζ는 케이블 단면 상수이다. 위 식 (1)에 사용된 상수는 Table 2에 정리하였다.

ANSYS 상에서 설계된 로프의 경우 일반적으로 많이 사용되는 와이어 지름 두 개(5 mm와 10 mm)에

Table 1 Composite material properties

Components	Density [kg/m ³]	Yield strength [MPa]
Skin	1816	1458
AL-7075 t6	2730	455
SCM 440	7850	675
SK5	8000	411

Table 2 Computed parameter on Eq. 1

Parameters	Value
Diameter	5 mm, 10 mm
Rope grade	250 MPa
Wire rope cross sectional factor	0.432

Table 3 Cable properties

Material properties	Value
Density	7850 kg/m ³
Young's modulus	200 GPa
Poisson's ratio	0.3

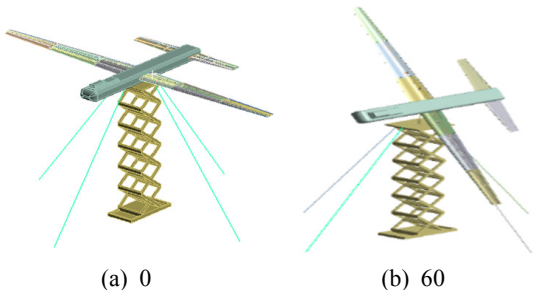


Fig. 1 Maintenance and UAV

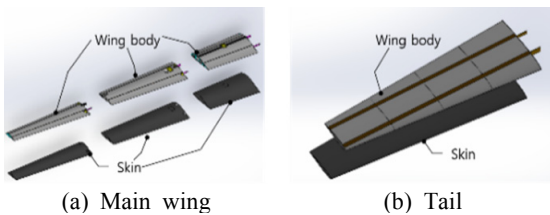


Fig. 2 Exploded view

대해서 해석을 진행하였으며 이에 따라 두 와이어에 대한 breaking force는 식 (1)에 의해 각각 2.7 kN, 10.8 kN으로 계산되었다. 또한, 설계된 케이블의 model type은 ANSYS 상에서 케이블을 적용하였으며, 재질은 일반적인 stainless steel을 사용하였다. 케이블 재질에 대한 재원은 Table 3에 기재하였다.

케이블이 고소작업대에 고정되어 있는 위치는 아래의 Fig. 3과 같이 지면과 60°를 이루게 형성되었다. 이는 고소작업대의 최대 회전 각도인 60°를 회전시켰을 때 케이블과의 간섭이 발생하지 않게 하기 위함이다. 케이블의 길이는 한 방향당 10.8 m이다.

3. 하중 설계 및 해석

이 실험 고소작업대와 케이블에 대해 개활지에서 영향을 줄 수 있는 최대 풍속 20 m/s 및 돌풍 풍속은 국가에서 지정한 강풍 주의보 발령 기준인 14 m/s로 정의하였다⁽⁹⁾.

3.1 돌풍 하중 이론

항공기 돌풍 하중 해석을 위해서는 양력 및 중량, 이에 의한 돌풍 하중 배수의 계산이 필요하다. 돌풍의 영향을 가장 많이 받고 항공기의 가장 중요한 수평 날개에 작용하는 돌풍 하중에 대해서 해석을 진행하며 수평 주익 및 미익에 대한 면적과 무게를 연산 영역으로 이용하였다. 날개에 적용되는 돌풍 하중은 서론에서 언급한 FAR에서 제시한 돌풍 하중 배수를 사용하였다. 돌풍이 불 때 날개에 작용하는 최대 하중은 식 (2)와 같다⁽³⁾.

$$L_w = W \times n \tag{2}$$

날개에 작용하는 최종 돌풍 하중은 항공기의 중량과 돌풍 하중 배수의 곱으로 나타내어진다. 돌풍 하중 배수 n 은 식 (3)로 계산된다^(4,5).

$$n = 1 + \frac{\frac{1}{2} \rho_0 a K_g U_{de}^2}{Mg / S} \tag{3}$$

돌풍 완화 계수, 항공기 질량비는 각각 식 (4)와 (5)로 나타내어진다.

$$K_g = \frac{0.88 \mu_g}{5.3 + \mu_x} \tag{4}$$

$$\mu_g = \frac{2(M / S)}{\rho C a} \tag{5}$$

여기서 사용된 전체 면적 S 의 경우 주익, 미익 그리고 전체 body의 면적을 계산한 값으로 27.23 m²이다. 일반적인 무인기에 대해서 보기 위해 전체 날개의 무게로 나누어 계산된 돌풍 하중 배수와 날개 무게 관계를 연산하여 하중 배수-무게 선도는 Fig. 4와 같이 나타내었다. 또한 연산에 사용된 변수에 따른 수치는 Table 4에 기재되었다.

Fig. 4에 의하면 항공기의 중량이 증가함에 따라 돌

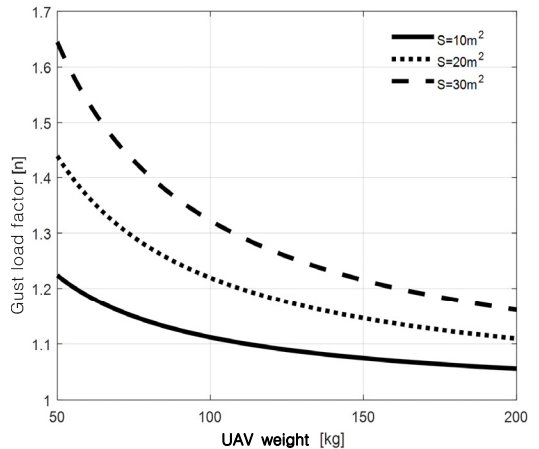


Fig. 4 Gust load factor & UAV weight graph

Table 4 Computed parameter on gust load

Parameters	Value
U_{de}	14 m/s
$a^{(10)}$	0.109 rad/°
C	0.85 m
ρ_0	1.2 kg/m ³
ρ	1.19 kg/m ³

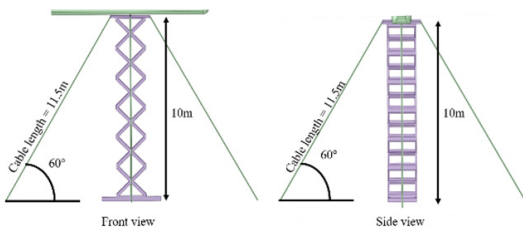


Fig. 3 Fixed cable position and maintenance height

풍 하중의 영향을 적게 받는 것으로 나타나게 되며 그 값은 1에 수렴하는 형상을 나타나게 된다. 이는, 하중이 클수록 돌풍 하중의 영향을 적게 받는다는 뜻이다. 또한, 돌풍이 가해지는 면적이 커질수록 돌풍 하중 배수가 커지는 것을 알 수 있다.

또한, 고속의 돌풍은 0 Hz ~ 5 Hz 미만의 주파수를 발생시킨다⁽¹¹⁾. 이는 davenport spectrum이라고 불리며 주파수 별 크기가 다른 돌풍 하중의 효과를 나타낸다. 돌풍 하중은 실제로 0 Hz ~ 5 Hz의 주파수 대역을 가지며, 0.01 Hz에서 가장 큰 에너지를 갖고 주파수가 커짐에 따라 서서히 감소하는 특징을 갖는다.

3.2 돌풍 하중에 따른 정상상태 변위 해석.

3.1절에서 계산된 해당 돌풍 하중의 값을 ANSYS 모달 해석과 조화 응답 해석을 통해 각 모드에 따른 최대 변위를 해석한다. 전체 모델의 모달 해석을 진행하여 5 Hz 이내에 Fig. 5와 같이 수평의 경우 작업면에 수평으로 변하는 두 개의 모드 형상이 있고, 60° 회전의 경우 수평으로 변하는 세 개의 모드 형상이 있음을 밝혀내었다. 화살표는 고소작업대와 항공기의 모드 형상 벡터를 나타내었고, 직선으로 표현된 형상은 변하기 이전의 모델이다.

돌풍 조화 응답 해석을 진행하기 위해서 0 Hz ~ 5 Hz로 나뉜 불규칙성 돌풍 하중을 입력으로 넣어주기 위해서 0.005 Hz 간격으로 각각 다른 크기를 가진 돌풍 하중 크기를 넣어주었다.

다음으로 돌풍 하중에 따른 조화 응답 해석의 결과 수평 상태의 경우 1번 모드는 16 mm의 변위, 2번 모드는 1 mm의 변위를 일으켰고, 60° 회전한 상태의

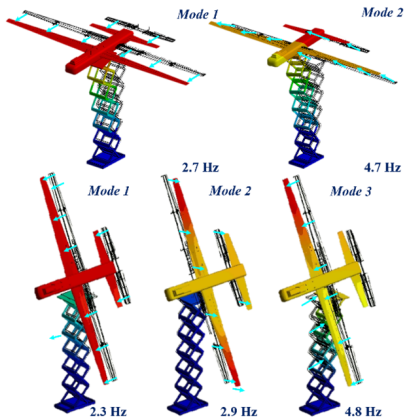


Fig. 5 mode shape of each case (0°, 60°)

경우 1번 모드는 27 mm의 변위, 2번 모드는 15 mm의 변위를, 3번 모드는 9 mm의 변위를 일으켰다. 해당 조화 응답 해석의 결과는 Fig. 6에 나타내었다. 해당 변위만큼의 경계조건을 추가함으로써 3.4절에서 진행되는 풍 하중 및 돌풍 하중에 따른 구조물의 안정성을 해석을 통해 예측한다.

3.3 풍속에 따른 풍 하중

돌풍 하중과 함께 작용하는 풍 하중은 항공기가 정지 시 바람에 의한 힘이며, 날개에 수직인 방향으로 풍압은 식 (6)에 의하여 계산된다⁽¹²⁾.

$$P = \frac{1}{2} \rho b v^2 \tag{6}$$

해당 풍속에 의한 풍압은 가장 위험한 상황이라 가정하였을 때($b = 1.35$) 풍속에 따른 풍압으로 계산을 하였으며, Table 5에 나타내었다.

P 는 계산된 풍압이고, ρ 는 Table 4에 나와있는 공기 밀도이고, b 는 풍속 계수이고, v 는 풍속이다.

3.4 풍 하중 및 돌풍 하중에 따른 안전성 해석
지금까지 바람에 의한 하중과, 예측하기 어려운 돌

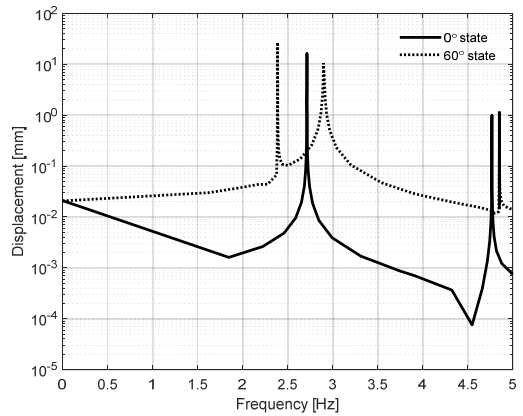


Fig. 6 Harmonic response of each case (0°, 60°)

Table 5 Computed wind pressure with wind velocity

Wind velocity [m/s]	Wind pressure [Pa]
5	21
10	83
15	186
20	331

풍 하중을 일반적으로 계산이 가능한 하중으로 고려하였다. 이를 이용하여, 전체 모델링에 대해 ANSYS static structural 해석에 적용한다. 전체 모델링의 mesh node 수와 element 수는 각각 수평 상태의 경우 588 013개, 269 856개, 60° 기울어진 상태의 경우 582 475개, 266 277개가 사용되었다. 0°의 상태와 60° 기울어진 경우로 나누어 일정 속도를 가진 풍 하중이 지속적으로 발생하는 환경에서 돌풍 하중이 추가적으로 발생하는 상황으로 두 개의 하중이 더해져서 항공기의 날개 영역에 작용하는 경우를 검토하였다. 또한, 고소작업대의 밑판은 지면에 고정되어 있으며, 4방향 케이블 또한 지면에 고정되어 있다. 일반적인 풍 하중의 경우 풍속의 경우 0 m/s~20 m/s의 풍속을 해석하였으며, 돌풍 하중의 경우 3.1절에서 언급한 14 m/s의 속도와 0 Hz~5 Hz의 주파수를 같은 하중을 연산에 사용하였다. 우선 가장 풍속이 강한 상태(20 m/s)와 돌풍 하중이 항공기 날개에 작용하는 범위와 전체 응력 해석 결과는 Fig. 7에 나타내었다.

Fig. 7에 나타난 것과 같이 전체 풍 하중 및 돌풍 하중에 의한 항공기 변위는 수평 상태(0°)의 경우 최대로 날개 끝에서 약 17 mm, 60° 기울어진 경우 약 31 mm로 미비한 수치를 보였으며, 이 때 발생한 응

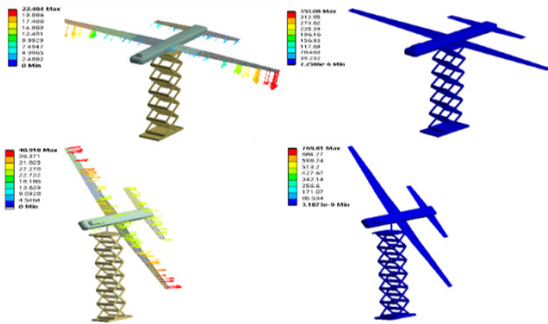


Fig. 7 Right: deformation, Left: stress analysis

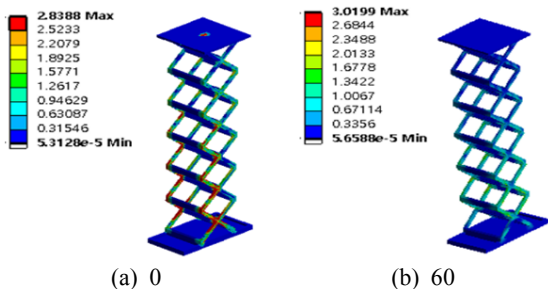


Fig. 8 Stress of Maintenance

력은 항공기 날개 뒷개에 가장 크게 발생하며 이 수치는 수평, 60° 기울기의 경우 각각 약 350 MPa, 760 MPa으로 Table 1에 나와 있는 yield stress의 범위 내에 들어오는 것을 확인할 수 있다.

다음으로 20 m/s의 풍속과 돌풍이 작용할 때 고소작업대 해석의 결과를 Fig. 8에 보는 것과 같이 아랫부분에서 최대 약 3 MPa로 나타내었으며, 이 결과 고소작업대의 재질인 강철의 허용 응력(250 MPa) 범위 내에 들어오는 것을 확인할 수 있었다. 다음으로 고소작업대의 회전을 방지하는 케이블의 반력에 대해서 확인해 보았다. 우선 고소작업대 전체 변위와 케이블의 전체 변위 해석 결과 수평 상태(0°)의 경우 약 2 mm, 60° 기울어진 경우 약 0.3 mm 변하였다. 수평 상태의 경우 케이블 1과 케이블 3은 힘의 평형을 이루어 같

Table 6 Cable tension at each degree and wind velocity

Reaction force @0				
0 m/s	Cable #1	Cable #2	Cable #3	Cable #4
Φ=5 mm	48	630	48	436
Φ=10 mm	218	1,200	218	469
5 m/s	Cable #1	Cable #2	Cable #3	Cable #4
Φ=5 mm	49	666	49	494
Φ=10 mm	224	1,231	224	584
10 m/s	Cable #1	Cable #2	Cable #3	Cable #4
Φ=5 mm	54	692	54	536
Φ=10 mm	242	1,254	242	667
15 m/s	Cable #1	Cable #2	Cable #3	Cable #4
Φ=5 mm	62	708	62	562
Φ=10 mm	272	1,267	272	716
20 m/s	Cable #1	Cable #2	Cable #3	Cable #4
Φ=5 mm	74	713	74	570
Φ=10 mm	315	1,272	315	733
Reaction force @60				
0 m/s	Cable #1	Cable #2	Cable #3	Cable #4
Φ=5 mm	430	1	375	12
Φ=10 mm	1069	9	914	30
5 m/s	Cable #1	Cable #2	Cable #3	Cable #4
Φ=5 mm	486	8	423	20
Φ=10 mm	1206	20	1031	46
10 m/s	Cable #1	Cable #2	Cable #3	Cable #4
Φ=5 mm	648	30	564	45
Φ=10 mm	1606	29	1374	91
15 m/s	Cable #1	Cable #2	Cable #3	Cable #4
Φ=5 mm	917	65	798	87
Φ=10 mm	2273	49	1944	166
20 m/s	Cable #1	Cable #2	Cable #3	Cable #4
Φ=5 mm	1296	116	1128	146
Φ=10 mm	3212	148	2746	272

은 반력을 발생시키는 것으로 고려되고, 미익에 작용하는 돌풍에 의해 회전력이 발생하여 케이블 4에 상당한 반력이 형성되는 것을 볼 수 있다. 60° 기울어진 경우 고소작업대의 해석 결과 케이블 3의 방향으로 상당한 변위가 있는 것으로 해석된다. 이에 따라 반대 방향인 케이블 1에서 큰 장력이 발생하고, 반력이 발생하는 것을 볼 수 있다. 이에 대한 해석 결과는 Fig. 9에 나타내었으며, 0 m/s ~ 20 m/s의 일반적인 풍 하중이 작용할 때 및 14 m/s의 돌풍 하중에서 발생하는 케이블의 반력을 연산한 결과를 Table 6에 나타내었

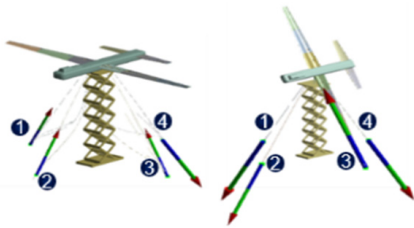
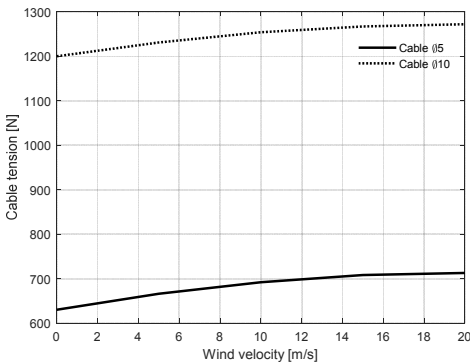
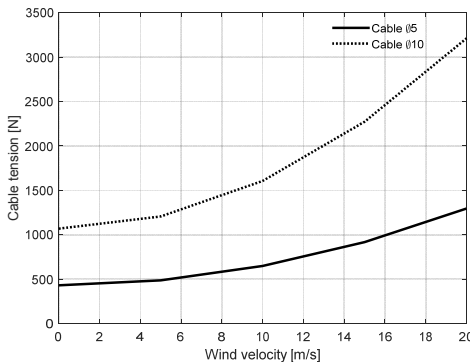


Fig. 9 Right: deformation, Left: stress analysis



(a) 0 cable #2 reaction force results



(b) 60 rotated cable #1 reaction force results

Fig. 10 Maximum cable reaction force @each case

다. Table 6에 사용된 케이블 1, 2, 3, 4는 Fig. 9에 표시되어 있는 번호이다.

Fig. 10에 정리된 케이블 장력은 수평 상태에서 가장 많은 반력이 형성되는 케이블 2번과 60° 회전된 상태에서 가장 많은 반력이 형성되는 케이블 1번에 대하여 풍속이 증가할 때의 값을 나타낸 것이다.

단락 2.3에서 식 (1)에 의해 계산된 breaking force를 고려해 볼 때, 5 mm의 지름을 가진 경우 2.7 kN을 초과하는 힘이 케이블에 작용하면 안되고, 10 mm의 지름을 가진 경우 10.8 kN의 힘을 초과하면 안된다. 또한, 수평 상태의 경우 보다 60° 회전된 상태에서 발생하는 회전력이 1940 N 더 위협적인 것으로 계산되었다(@케이블 직경 10 mm, 풍속 20 m/s). Fig. 10에 나와있는 것처럼, 수평 상태의 경우 케이블 2에서 최대 인장력이 발생한다. 이는 미익의 영향으로 바람이 작용할 때 동체 후면 방향으로 회전이 발생하는 것을 알 수 있다. 또한, 60° 회전된 상태의 경우 케이블 1에서 최대 인장력이 발생하는 것을 볼 수 있다. 케이블 직경 5 mm의 경우 1272 N의 인장력이 발생하고, 이는 케이블 breaking force에 대하여 2.12의 안전율을 갖는다. 케이블 직경 10 mm의 경우 3212 N의 인장력이 발생, 이는 3.36의 안전율을 갖는다. 이 결과로 보아 케이블의 직경이 커짐에 따라 케이블에 작용하는 장력도 증가하지만 안전율 또한 올라가는 것을 확인할 수 있다. 등가 대기 속도를 활용한 고소작업대 위 항공기의 상황은 정확한 바람의 크기와 방향을 예측하기 어렵다. 즉, 불확실한 환경 조건을 고려할 때 안전율 3 이상을 선정해야 하므로⁽¹³⁾, 케이블의 직경은 3 이상의 안전율을 가지는 10 mm이상으로 선정하는 것이 적당하다. 또한, 지면과 케이블의 접합 부의 설계가 중요하다. 이 때, 직경 10 mm의 경우, 케이블과 고소작업대의 연결부 또는 케이블과 지면의 앵커 연결부 설계 시에 14 m/s의 돌풍이 작용하며 최대 20 m/s의 풍속이 부는 조건에서 수평 상태 최대 1272 N, 60° 기울어진 상태 3212 N을 견디게 설계되어야 한다.

4. 결 론

무인 항공기의 동적 특성 확인을 위한 고소작업대 위 등가 대기 속도의 특징을 활용한 돌풍 하중 영향을 확인하였다. 그 결과 고소작업대의 특성상 지표

면에 수직 방향으로의 힘은 잘 견딜 수 있으나 지표면에 수평 방향으로 작용하는 힘에 대해서는 매우 취약한 것으로 판명되었고, 이 영향은 무인 항공기의 동적 특성을 시험하는데 충분한 영향을 끼치는 것으로 확인된다. 일반적인 풍 하중과 돌풍 하중에 의한 항공기에 걸리는 회전력은 실제 항공기가 선회시에 발생하는 환경과 동일시 되며 이를 고소작업대가 버티기 위해 4개의 고정 줄이 필수적으로 사용되어야 한다. 실제 작용하는 돌풍 하중은 비행기의 전체 하중에 돌풍 하중 배수 n 을 곱하여서 나타낸다. 이 연구를 통해 동적 시험 이전의 항공기와 고소작업대의 안전성을 검토할 수 있는 추가적인 지상 성능 시험의 구조물 검토를 진행하였으며, 앞으로 실제 동적 시험을 통해 실제 무인 항공기의 안전성을 판별할 예정이다.

후 기

이 연구는 LIG 넥스원 사의 위탁 연구 과제 “무인 기용 UVHF대역 통신 ES 장비 탑재체동가모델 구조 해석”으로 수행되었습니다.

References

- (1) Yonhap News, 2019, S. Korea Brings in First Global Hawk unmanned aircraft, <http://www.koreaherald.com/view.php?ud=20191223000102>(accessed 07.04.2020).
- (2) Lee S.-W., Kim T.-U., Kim S.-C., Hwang I.-H. and Ha C. K., 2005, Design and Ground Test of Gust Generator for GLA Wind Tunnel Test, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 45~48
- (3) Regulations, F. A., 1991, Part 23, Airworthiness Standards: Normal, Utility, Acrobatic and Commuter Category Airplanes, Washington DCL Federal Aviation Administration, Department of Transportation.
- (4) Kim, S. J. and Lee, S. G., 2020, Structural Sizing for Optionally Piloted PAV Preliminary Design, Journal of Korean Society of Aviation and Aeronautics, Vol. 28, No. 1, pp. 83~89.
- (5) Hoblit, F. M., 2000, Gust Loads on Aircraft: Concepts and Applications, American Institute of Aeronautics and Astronautics, Reston, Virginia, USA.
- (6) Raghavendra, S. and Reddy, C. R., 2017, Design

and Analysis of an Aerial Scissor Lift, Vol. 7, No. 7, pp. 13890~13903

- (7) IPAF, 2019, Do Not Attach Banners to Scissor Lift, <https://www.ipaf.org/en/resource-library/do-not-attach-banners-scissor-lifts>(accessed 07.14.2020).
- (8) Feyrer, K., 2015, Wire Ropes Tension, Endurance, Reliability, 2nd Edition, Springer, Berlin, Germany.
- (9) Korea Meteorological Administration, Nalssinuri, The Standard of a Special Weather Report, <https://www.weather.go.kr/weather/warning/standard.jsp> (accessed 07.30.2020).
- (10) Jumper, E. J., Schreck, S. J. and Dimmick, R. L., 1987, Lift-curve Characteristics for an Airfoil Pitching at Constant Rate. Journal of Aircraft, Vol. 24, No. 10, pp. 680~687.
- (11) Leontini, J. S., Jacono. D. L. and Thompson. M. C., 2015, Stability Analysis of the Elliptic, Cylinder Wake. Journal of Fluid Mechanics, Cambridge University Press (CUP), 2015, Vol. 763, pp. 302~321.
- (12) Spurk, J. H. and Aksel, N., 2020, Fluid Mechanics, Springer, Berlin, Germany.
- (13) Vidosic, J. P., 1957, Machine Design Projects, Ronald Press, New York, USA.



Kyoung-Su Park was born in Seoul, Korea, in 1976. He received the B.E. degree in electrical-mechanical engineering from the Yonsei university, Seoul, Korea, in 2000, and the master and Ph.D. degrees in mechanical engineering from the Yonsei University, Seoul, Korea in 2002 and 2006, respectively. In 2006, he joined the Samsung Electronics Corp. and he has worked for about three years. Since September 2008, he has been a research professor with the school of mechanical engineering at the Yonsei university. And he has become an associate professor in mechanical engineering at Gachon university since 2014. His current research interests include the vibration and control issues for cable-driven parallel robot and for nano/micro environment. He has served as executive member for about 12 years in ASME-ISPS (Information Storage and Processing System) and he became a chair of ASME-ISPS division from July 2016 to August 2017.

발전기 비동기 투입에 의한 터빈-발전기 축계 고진동 해소 사례

A Case Study Correcting High Vibration of Turbine Generator Shaft System Caused by Synchronization Out-of-phase

정혁진[†] · 이우광* · 송우석**
Hyuk-Jin Chung[†], Woo-Kwang Lee* and Woo-Sok Song**

(Received August 12, 2020 ; Revised September 11, 2020 ; Accepted September 11, 2020)

Key Words : Synchronization Out-of-phase(비동기 투입), Turbine Generator Shaft System(터빈발전기 축계)

ABSTRACT

This paper presents the diagnosis and cause analysis method for the abnormal vibration of turbine generator shaft system that occur as a result of out-of-phase synchronization of a generator of the power plant. In addition, it introduces the practical example of correcting the generator high vibration to the power generation industry. The torque applied to the shaft system because of the out-of-phase synchronization was calculated, and the change in shaft vibration with respect to applied torque was analysed using the vibration signal analysis. Lastly, various corrective actions are explained for the shaft vibration reduction during planned preventive maintenance. The vibration was finally stabilized by replacing the generator shrunk-on coupling.

1. 서 론

터빈 발전기 축계의 비틀림 진동은 발전기 공극에서 유도된 전기-기계적 토크의 변동에 의해 대부분 발생한다. 3상 전류 및 전압이 균형이 잡힌 이상적인 정상 상태에서 동작할 때, 고 조화파(higher harmonics)의 영향은 무시할 수 있고, 발전기 공극에서 축에 가해지는 전자기적 토크는 근본적으로 일정하다고 볼 수 있다. 이는 터빈의 기계적 동력이 발전기와 전력계통으로 전달되는 토크가 변하지 않으며, 이러한 이상적인 조건하에서는 축의 비틀림

진동은 일반적으로 거의 없다. 하지만 발전기 공극 내 자기장의 변화를 초래하는 과도기적 또는 불안정한 전력계통 교란이 발생하면 비틀림 진동을 초래시킨다⁽¹⁾.

과도기적 또는 불안정한 전력계통 교란으로는 송전선로의 지락 및 단락, 전원절체, 선로 보상장치에 의한 차동기 공진, 발전기 비동기 투입 등이 있다.

이 논문에서는 실제 발전소에서 발생한 발전기 비동기 투입에 의한 짧은 시간동안의 과도상태가 발전기 진동 및 구성기기에 미친 영향을 분석하고, 발전기 고진동 원인분석 방법 및 진동 정상화 과정을 기술하고자 한다.

[†] Corresponding Author ; Member, KHNP Central Research Institute, Mechanical Technology Laboratory, Senior Engineer
E-mail : hyukjin.chung@khnpc.co.kr

* KHNP Central Research Institute, Mechanical Technology Laboratory, Director General

** KHNP Central Research Institute, Mechanical Technology Laboratory, Senior Engineer

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

‡ Recommended by Editor Yung Cheol Huh

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

2. 발전기 비동기 투입 시 영향

2.1 발전기 비동기 투입

(1) 동기발전기 운전 특성

동기발전기는 기계적인 힘을 교류전력으로 바꾸는 기기로 여기서 “동기(synchronous)”는 발전기에 발생된 전기적 주파수가 기계적 회전에 동기되거나 고정되는 것을 의미한다. 동기발전기의 출력은 식 (1)과 같이 상전압(V_ϕ)과 고정자 상의 유기전압(E_A)의 사이각(부하각: δ)에 의존함을 알 수 있다⁽²⁾. 여기서 부하각은 회전자 자속 각속도(터빈 속도)와 고정자 회전자계(계통주파수) 편차이다.

$$P = \frac{3 V_\phi E_A}{X_S} \sin \delta \quad (1)$$

여기서 V_ϕ 는 상전압, E_A 는 고정자 상의 유기전압, X_S 는 동기 리액턴스, δ 는 부하각이다.

(2) 발전기 비동기 투입 시 나타난 현상

터빈 회전 주파수와 계통주파수의 위상과 주파수를 동기화하지 않을 경우 부하각의 차이로 출력변화

가 발생하게 된다. 위상차에 의한 비동기 투입은 고장전류를 발생시키고, 주파수 편차에 의한 비동기 투입은 전력동요(power swing) 현상이 나타난다⁽³⁾.

해당 발전소는 전출력 정상운전 상태에서 스위치야드 차단기의 비정상 동작으로 인해 발전기가 비동기 투입된 후 소내부하운전을 하였다. 발전기 비동기 투입이 발생했을 당시 Fig. 1과 같이 발전모드와 전동기 모드로 진동하는 전력동요 현상이 나타났다.

이 때 발생한 최대 유효전력(P)을 식 (2)을 통해 계산한 최대 토크는 정격토크의 1.39배에 달했다.

$$\tau = \frac{P}{\omega} \quad (2)$$

여기서 P 는 유효출력이고, ω 는 터빈의 각속도이다.

2.2 터빈-발전기 진동 영향

(1) 발전기 비동기 투입전후 진동변화

발전기 비동기 투입이 발생한 발전소는 고압터빈 1대, 저압터빈 3대, 발전기로 구성되어 있으며, 비동기 투입 후 진동변화가 많았던 저압터빈 C와 발전기 베어링의 축 상대 진동 변화는 Fig. 2와 같다.

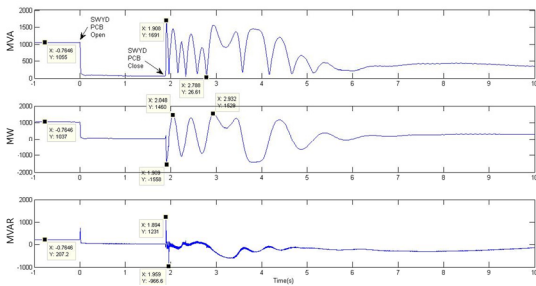


Fig. 1 Power swing at synchronization out-of-phase

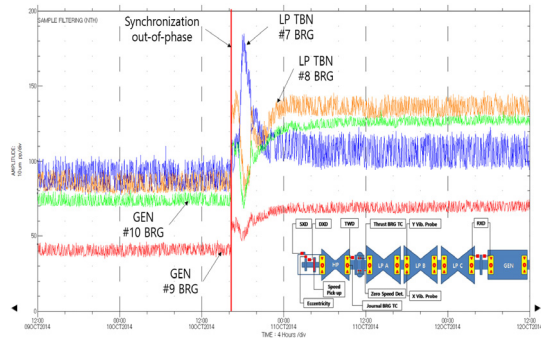


Fig. 2 Vibration change at synchronization out-of-phase

Table 1 Turbine and generator vibration change

100% load operation	Equipment	LP C TBN		Generator	
	BRG	#7	#8	#9	#10
① Before synchronization out-of-phase	Direct	90	80	44	70
	1X	47 ∠ 120	76 ∠ 282	31 ∠ 342	65 ∠ 227
② After synchronization out-of-phase	Direct	103	123	64	127
	1X	76 ∠ 131	113 ∠ 278	59 ∠ 335	120 ∠ 230
Change ② - ①	Direct	13	43	20	57
	1X Amp.	29	37	28	55
	1X Phase	∠ 11	∠ -4	∠ -7	∠ 3

발전기 비동기 투입 시 터빈-발전기 전체 베어링 진동이 스텝 변화했으며, 이 중 저압터빈 C와 발전기 베어링의 변화가 뚜렷하게 나타났다.

Table 1과 같이 전출력 도달 후 1번~7번 베어링 진동은 발전기 비동기 전 상태로 회복되었으나 8번, 10번 베어링은 40 μm ~60 μm 정도 상승한 상태로 유지되었다.

(2) 진동신호 분석

가장 큰 진동 변화가 발생한 발전기 10번 베어링의 주파수 분석결과 Fig. 3과 같이 진동 증가의 주성분은 1x(회전주파수 성분: 30 Hz) 성분이었다. 하지만 Table 1에서 보듯이 위상변화가 작아 회전축에서 이탈물이 발생했을 가능성은 낮다.

Fig. 4와 같이 10번 베어링의 선회레도를 보면 비동기 투입 후 형상 변화는 없이 전체적으로 확대되었으며, 축의 절대진동 선회레도 상으로는 예하중(pre-load)을 많이 받고 있는 것으로 나타났다.

특이 사항으로는 발전기 비동기 투입 후 전출력 운전을 계속할수록 진동도 지속적으로 증가하여 계획에 방정비 착수 직전에는 10번 베어링 축 상대진동이 140 μm 까지, 축 절대진동은 240 μm 까지 증가하였다.

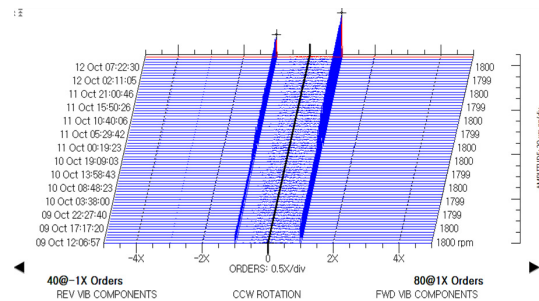


Fig. 3 Full spectrum before and after synchronization out-of-phase

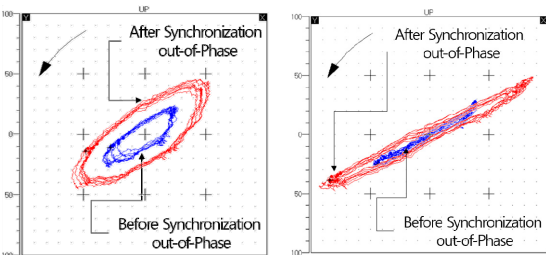


Fig. 4 Design variables of bellows

3. 고진동 원인분석 및 정비내용

3.1 고진동 원인분석

(1) 발전기 비동기 투입에 따른 설비영향

발전기 비동기 투입 이후 전출력 운전 중 발전기 10번 베어링 진동이 지속적인 증가함에 따라 Fig. 5와 같이 토크 충격에 의해 고진동을 초래할 수 있는 요인을 피쉬본(Fishbone) 차트를 이용하여 원인분석을 실시하였다.

주요 추정 원인으로는 발전기 비동기 투입 시 발생한 고장전류에 의한 전기적 손상발생 가능성, 과도한 토크 충격에 의한 발전기 축에 열박음된 커플링의 상태변화나 발전기 케이싱의 기초 지지대 변형, 베어링 안착 및 축정렬 상태 변화, 저압터빈 최종단 동익의 손상 등이 도출되었으며, 이를 바탕으로 계획예방정비 시 점검 및 정상화 작업을 수행하였다.

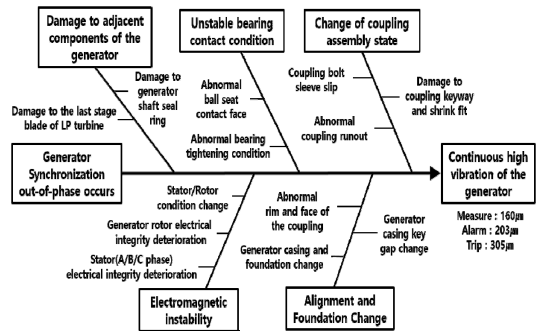


Fig. 5 Fishbone chart for cause analysis

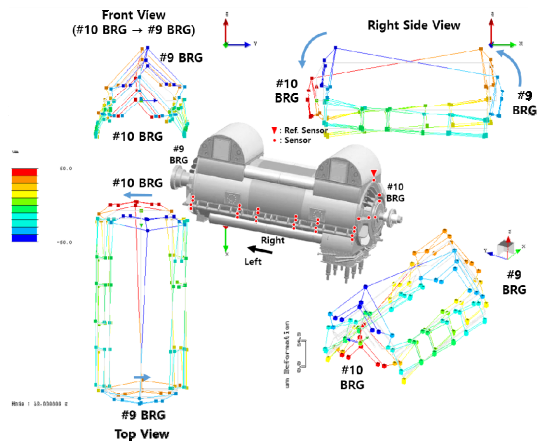


Fig. 6 Operation deflection shape of generator casing

(2) 운전 중 발전기 케이싱 진동특성

발전기 10번 베어링의 진동이 지속적으로 증가함에 따라 원인분석을 위해 발전기 케이싱 진동 특성을 확인하기 위해 운전 중 진동 형상(operation deflection shapes) 분석을 수행하였다. 발전기 케이싱의 진동 거동 파악을 통해 진동 가진원(excitation source) 및 최대 진동지점을 확인하고자 하였다.

케이싱 진동의 주성분은 30 Hz이며, 최대 진동 위치는 9번, 10번 베어링 하우징 수직방향에서 115 μmpp ~ 124 μmpp 정도로 나타나고 있으며, 진동 형상은 Fig. 6과 같이 9번, 10번 베어링 지점이 상하 반대방향으로 움직이고 있는 것으로 나타났다.

발전기 케이싱의 ODS분석을 통해 발전기 회전자 진동 상승으로 발전기 케이싱을 가진시키고 있음을 확인할 수 있었다.

3.2 진동 저감을 위한 정비내용

(1) 계획예방정비 시 점검 및 정비내용

발전기 비동기 투입 이후 첫 번째 착수한 계획예방정비에서 추정원인으로 도출된 사항에 대한 점검이 이루어졌다.

먼저 발전기 고정자 및 회전자에 대한 절연저항 및 권선저항을 점검한 결과 전기적 상태는 이상이 없었으며, 커플링 볼트 및 슬리브에 대한 육안점검 및 내경/외경 치수검사 결과 이상이 없었다. 또한 측정될 상태도 큰 변화가 없었으며, 베어링 상태도 미미한 tilt/twist 흔적이 있었으나 베어링 안착 상태는 특이 사항이 없었다.

가장 뚜렷한 변화는 저압터빈과 발전기가 연결되는 커플링의 런아웃(run-out: 원주 흔들림 공차) 값이 관리기준 대비 3배 이상 증가한 것으로 나타났다.

런아웃 이외에 다른 부분에 대한 점검 및 정비를 완료하고 발전소를 재기동하였지만 재기동 초기에는

진동이 약간 저감된 것 같았지만 운전을 계속할수록 진동이 지속적으로 증가하는 현상이 재현되었다.

한주기 운전 후 착수한 계획예방정비에서도 커플링 런아웃 값은 관리기준 값을 초과하였다. 런아웃 정상화를 위한 커플링 교체 이외의 진동저감을 위한 개선작업이 수행되었다. 발전기 9번, 10번 베어링의 안착상태와 조임량을 최적화하기 위해 베어링 토크시험을 실시하였으며, 발전기 케이싱 기초 지지대의 레벨 측정 및 shim(shim) 조정 작업을 실시하였다.

일반적으로 베어링 조임량은 베어링 링과 케이싱의 구형 안착면(ballseat)에 납선을 이용한 핀치 측정(pinch check)을 하고 있으나 토크시험은 Fig. 7과 같이 베어링 내면에 나무 블록과 지지대를 설치한 후 하중을 인가하여 어느 정도 힘이 가해졌을 때 움직이는 지를 확인하는 시험이므로 정확한 베어링 조임량을 측정할 수 있다.

토크 값은 식 (3)을 이용하여 계산하며, ballseat면을 가공하여 공급사에서 권고하는 범위내로 재조정하였다.

$$T = \left(L - \frac{M}{2} \right) \times D \tag{3}$$

여기서 T 는 베어링 토크(kgf-m), L 은 지지대를 당기는 힘(lifting load, kgf), M 은 나무 블록(wooden block)의 중량(kgf), D 는 베어링 중심에서 당기는 지점까지 거리(m)이다.

또한 발전기 케이싱 기초 지지대의 레벨을 Fig. 8과 같이 측정하여 좌우 레벨을 균일하게 맞추기 위해 shim 조정을 수행하였다⁽⁴⁾.

레벨 측정결과 우측(터빈에서 발전기 방향 기준)보다 좌측이 낮게 측정되어 좌측은 shim을 삽입하고 우측은 shim을 제거하는 작업을 하였다.

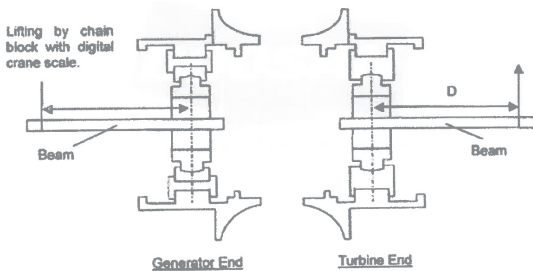


Fig. 7 Torque test for bearing spherical fits

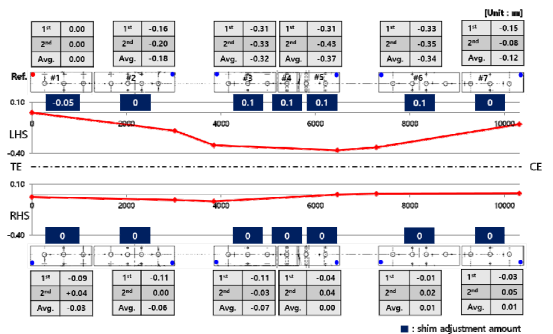


Fig. 8 Generator foundation plate level and shim adjustment

정비를 완료하고 재기동을 하였으나 이전 주기와 유사하게 재기동 초기에는 진동이 저감된 것 같았지만 전출력 운전을 계속함에 따라 점진적으로 진동이 증가하는 현상은 해소되지 않았다.

(2) 발전기 커플링 런아웃 정상화

발전기 고진동 원인인 커플링 런아웃 정상화를 위해 열박음된 커플링을 제거하고 신규 커플링으로 재조립하는 작업이 시행되었다.

커플링 제거 전에 정확한 런아웃 측정을 위해 저압터빈 축과 발전기 회전자를 공급사 공장으로 반출하여 선반에 올려 각 부위에 대한 런아웃 측정을 하였으며, 그 결과 Fig. 9와 같이 발전기 커플링의 수직면(face)이 기울어져 있음을 확인하였다. 최초 납품했을 때 측정된 런아웃 값 대비 138배나 증가된 것으로 나타났다.

(3) 발전기 커플링 변형 원인

대형 발전기 커플링은 회전자에 리테이닝(retaining ring)을 조립을 위해 커플링을 열박음하여 조립해야 한다. 해당 발전기의 커플링 설계 개념은 정상 운전 중에는 열박음부(shrink fit)에서 발생하는 압력에 의해 토크를 전달하지만 비동기 투입과 같은 외란에 의해 정상범위를 초과하는 토크가 발생할 경우 커플링 키(coupling key)가 나머지 토크를 감당하게 된다.

발전기 커플링 변형 원인을 분석하기 위해 비동기 투입 시 발생한 최대 토크와 설계 열박음 토크 용량을 비교하였다.

열박음부에서 전달할 수 있는 토크 용량은 식 (4)

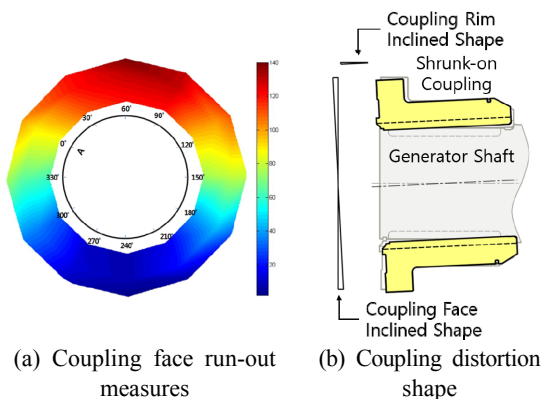


Fig. 9 Run-out of coupling face and distortion of shrunk-on coupling

를 통해 계산할 수 있다.

$$T_{SF} = \mu A_s P R \tag{4}$$

여기서 μ 는 마찰계수, A_s 는 열박음부 면적, P 는 열박음으로 인해 작용하는 압력, R 은 열박음 후 축의 공칭반경이다.

Fig. 10과 같이 열박음으로 인해 축의 반경방향으로 작용하는 압력(P)은 식 (5)를 통해 계산할 수 있다⁽⁵⁾.

$$P = \frac{\delta}{R \left[\frac{1}{E_o} \left(\frac{r_o^2 + R^2}{r_o^2 - R^2} + \nu_o \right) + \frac{1}{E_i} \left(\frac{R^2 + r_i^2}{R^2 - r_o^2} - \nu_i \right) \right]} \tag{5}$$

여기서 δ : 반경방향 억지끼움 량, E_i 와 E_o 는 축과 커플링의 탄성계수, ν_i 와 ν_o 는 축과 커플링의 푸아송비, r_i 와 r_o 는 축 중심공 반경과 커플링 반경이다.

계산 결과 Table 2와 같이 비동기 투입 시 발생된 토크는 커플링 열박음부에서 충분히 감당할 수 있는 토크였음을 확인할 수 있었다. 하지만 비동기 투입 시 발생한 토크는 열박음 토크 용량의 87%나 될 정도로 상당한 충격이 가해졌음을 알 수 있다.

이와 관련해서 열박음부 상태를 확인하기 위해 Fig. 11의 (a)와 같이 기존 커플링을 상하부로 절단하여 표면을 확인한 결과 열을 가한 커플링을 발전기 축에 삽입하는 과정에서 축 표면의 한 지점에서 굽힘

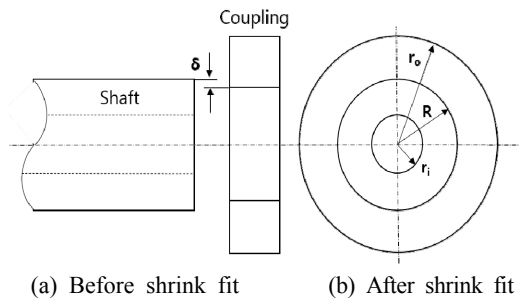


Fig. 10 Shrink fit pressure at coupling

Table 2 Torque caused by synchronization out-of-phase and shrink fit torque

	Shrink fit torque capacity①	Torque caused by synchronization out-of-phase②	Remark (②/①)
Compared with normal operation torqueⒶ	①/Ⓐ=159%	②/Ⓐ = 139 %	87 %

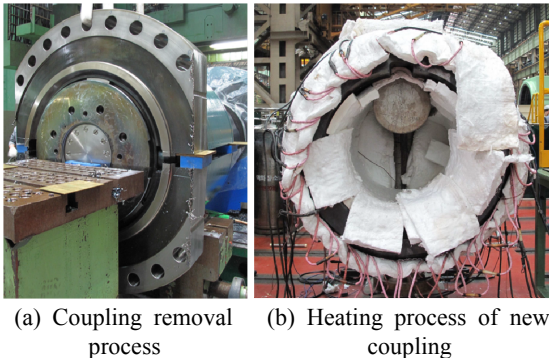


Fig. 11 Coupling removal and new coupling heating process

Table 3 Turbine and generator vibration after coupling replacement during rated output operation

Equipment	LP C turbine		Generator	
Bearing No.	#7	#8	#9	#10
Direct	70	60	29	30
1X	58∠273	56∠052	22∠054	8∠0

이 발생한 흔적이 발견되었다. Fig. 9와 같이 커플링 수직면이 기울어진 중심 위치와 굽힘 흔적 위치가 일치함을 확인할 수 있었다.

따라서 발전기 커플링 변형 원인은 비동기 투입 시 발생한 과도한 토크가 내부에 존재한 굽힘 부위로 인해 커플링 내면과 축 표면에서 압력(shrink fit pressure)이 균등하게 분포하지 않음으로 인해 굽힘 지점을 기준으로 커플링을 기울어지게 만들었다.

(4) 신규 커플링 교체 시 주의사항

기존 커플링 제거 시 열박음부의 축 표면에서 발견된 굽힘 흔적에서 보듯이 커플링 삽입이 완료될 때까지 커플링은 원주방향으로 균일하게 열 팽창시키고 반면에 축은 냉각을 시켜서 축과 커플링간 적정 간극이 유지되어야만 커플링 삽입 중간에 고착이 발생하지 않는다.

과거에는 커플링을 가열로에서 열팽창시킨 다음 축에 삽입함에 따라 이동 및 삽입 시간이 길어질 경우 커플링이 냉각되어 중간에 고착이 발생할 가능성이 높았다. 이번 신규 커플링 조립 시에는 이를 방지하기 위해 Fig. 11의 (b)와 같이 세라믹 가열패드(ceramic heating pad)를 이용하여 커플링 열팽창 상태를 지속시킴에 따라 성공적으로 조립할 수 있었다.

4. 결 론

발전기 커플링 교체 후 Table 3과 같이 발전기 진동은 정상화 되었다. 발전기 비동기 투입 이후 진동을 정상화하기까지 3년 8개월이 소요되었다.

발전기 비동기 투입에 의해 발생한 토크가 열박음된 커플링을 변형시켜 런아웃을 증가시킬 수 있다는 것을 규명하데 있어 과거 유사사례를 접할 수 없었으므로 커플링 교체이외의 진동저감 방안을 먼저 시도했어야만 했다. 또한 사용 중인 커플링을 제거하고 신규 커플링으로 교체하는 것을 결정하는데도 과거 커플링 교체사례가 없었으므로 발전기 회전자를 운송하고 교체과정에서 발생할 수 있는 여러 가지 위험사항을 고려했어야 했다.

2번의 계획예방정비를 통해 베어링 조립 및 축정렬 상태를 최적화하고 발전기 케이싱 레벨을 개선하여 발전기 진동을 최대한 감소시키려고 하였지만 그 효과가 미미함을 최종 확인하고 나서야 세 번째 계획예방정비 시 커플링을 교체하는 것으로 결정하였다.

이 논문은 발전기 비동기 투입과 같은 전력계통 외란에 의해 발생하는 비정상 토크가 커플링을 변형시켜 고진동을 유발시킬 수 있다는 것과 이를 정상화하는 과정을 제시하였다. 발전 산업계에서 이와 같은 유사사례가 발생할 경우 원인 분석 및 진동 정상화에 이 논문이 도움이 되기를 기대한다.

후 기

발전기 고진동 문제 해결을 위해 노력하신 많은 관계자 분들께 감사드립니다.

References

- (1) ISO Standard, 2009, Mechanical Vibration - Torsional Vibration of Rotating Machinery, ISO 22266-1.
- (2) Chapman, S. J., 2012, Electric Machinery Fundamentals, McGraw-Hill Korea, Seoul, Korea.
- (3) Kwon, O. S., Kim, C. H., Park N. O., G. J. and Chai Y. M., 2005, A Study on the Out-of-Step Detection Algorithm using Time Variation of Complex Power-Part I: The Variation of Complex Power

Trajectory in Complex Plane, Proceedings of the Korean Institute of Electrical Engineers Summer Conference 2005, pp. 310~312.

(4) Han, S. W., Roh, C. W., Yoo, M. S., Kim, I. C., Joo, I. G. and Kim, M. S., 2007, A Case Study on the Vibration by Fluid Induced Instability at Large Steam Turbine-generator, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 18, No. 2, pp. 238~246.

(5) Budynas, R. G. and Nisbett, J. K., 2013, Shigley's Mechanical Engineering Design, 9th Edition in SI Units, McGraw-Hill Korea, Seoul, Korea.



Hyuk-Jin Chung received Master in mechanical engineer from Korea Advanced Institute of Science and Technology. He is a senior component engineer at Korea Hydro & Nuclear Power Company - Central Research Institute(KHNP-CRI). He

is charge of the life cycle management of the steam turbine at the nuclear power plants.



Woo-Kwang Lee received Master in mechanical engineer from Chung -Nam National University. He is a director manager of Mechanical Technology Laboratory at Korea Hydro & Nuclear Power Company- Central Research Institute(KHNP- CRI).



Woo-Sok Song received Bachelor of Engineering in mechanical design engineer from Chung-Nam National University. He is a senior component engineer at Korea Hydro & Nuclear Power Company-Central Research Institute(KHNP-CRI). He

is charge of the life cycle management of the rotating machinery at the nuclear power plants.

근전도 기반 손동작 인식을 이용한 모바일 로봇의 원격 제어

Remote Control of Mobile Robot Using Electromyogram-based Hand Gesture Recognition

이 다 운* · 손 정 우†
Daun Lee* and Jung Woo Sohn†

(Received August 20, 2020 ; Revised September 18, 2020 ; Accepted September 18, 2020)

Key Words : Surface Electromyogram(표면 근전도), Hand Gesture Recognition(손동작 인식), Remote Control(원격 제어), Machine Learning(기계학습), Artificial Neural Network(인공신경망), Mobile Robot(이동 로봇)

ABSTRACT

In the present work, a novel method to control the motion of mobile robot remotely using hand gesture recognition technique is proposed. The mobile robot moves or performs a predefined action according to the recognized user's hand gesture. For the training and test data of machine learning algorithm, electromyogram (EMG) signals for six kinds of hand gestures were measured by using a commercial wearable EMG measurement device. After signal processing, feature vectors were obtained from the measured EMG signals for hand gestures. One hundred measurements were conducted for each hand gesture and 80 % and 20 % of obtained data were used for training and test, respectively. The artificial neural network was designed for the gesture classification and the classification accuracies were evaluated according to numbers of hidden neurons. After assembling a mobile robot by miniaturizing industrial folk lift, the performance of the proposed method was evaluated in real-time environment. It is effectively demonstrated that the proposed method has a great potential for tele-manipulation of mobile robot with high classification accuracy.

1. 서 론

재난 현장이나 방사능 오염 지역 등 사람이 접근하기 어려운 위험한 환경에서 작업하기 위하여 상황을 인식하고, 문제를 파악하고, 스스로 문제를 해결할 수 있는 자율 로봇을 개발하기 위한 다양한 노력이 진행되고 있다⁽¹⁾. 그러나, 현재까지는 완전 자율 로봇을

개발하는 것은 한계가 있는 상황이다. 이러한 부분을 해결하기 위한 방법으로 원격으로 로봇의 동작을 제어하고자 하는 연구가 활발하게 진행되고 있다. 전통적인 사람과 로봇의 인터페이스(human-robot interface, HRI) 방식으로는 버튼을 누르거나, 마우스나 조이스틱을 조작하는 방식 등이 있으며, 수술 로봇인 다빈치의 마스터와 슬레이브 시스템을 대표적인 예로 볼 수 있다. 최근에는 가상 현실, 증강 현실 등의 기술이

† Corresponding Author; Member, Department of Mechanical Design Engineering, Kumoh National Institute of Technology, Professor
E-mail : jwsohn@kumoh.ac.kr

* Department of Aeronautics, Mechanical and Electronic Convergence Engineering, Graduate School, Kumoh National Institute of Technology, Student

‡ Recommended by Editor Won Ju Jeon

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

발달함에 따라 예전보다 직관적인 HRI 기술에 대한 요구가 급격하게 증가하고 있으며, 사람의 동작을 인식하고 이를 로봇의 동작 명령어로 사용하는 동작 인식 기반 HRI에 대한 연구가 활발하게 이루어지고 있다. 사람의 동작을 인식하는 방법에는 닌텐도의 게임 리모컨으로 대표되는 가속도 센서를 이용한 동작 인식 기술, Microsoft사의 KINECT로 대표되는 카메라를 이용한 영상 정보 기반의 동작 인식 기술, 영화 및 애니메이션 제작 등에 활용되는 마커를 이용한 동작 인식 기술 등이 있다^(2,3). 그러나 가속도 신호는 노이즈에 민감하고, 영상 기반 기술은 카메라가 있는 장소에서만 활용이 가능하며, 마커를 이용한 기술 또한 제한된 공간에서만 적용될 수 있고, 마커의 수가 많아지면 구분이 어려워지는 한계가 있다. 최근에는 관성측정장치(inertia measurement unit, IMU) 기반의 동작 인식에 대한 연구도 수행되고 있으나, 많은 수의 IMU를 활용하여 측정 데이터 양이 많고, 별도로 제작된 장치를 착용해야 하는 단점이 있다⁽⁴⁾.

최근에는 사용자의 신체에서 발생하는 생체 신호의 하나인 근전도(electromyogram, EMG) 신호를 이용하여 동작을 인식하고자 하는 연구가 다양하게 진행되고 있다. 근전도는 골격근의 운동에 대하여 발생하는 근육의 활동에 대한 전기적 신호이며, 동작이 발생하기 전에 측정이 가능하여 빠른 동작 인식이 가능하므로 큰 관심을 받고 있다. Kim 등은 근전도 신호 기반 손동작 인식 기법을 이용하여 한국어 수화를 인식하고자 하는 연구를 제안하고 성능 평가를 수행하였으며⁽⁵⁾, Francesco 등은 근전도 신호를 측정하여 개별 손가락의 동작을 인식하는 것이 가능하다는 것을 확인하였다⁽⁶⁾. 재활 및 의수 등의 능동 보조 기구의 제어를 위하여 근전도 신호를 이용한 동작 인식 기법을 적용하고자 하는 연구도 활발히 진행되고 있다. Hong 등은 발목 관절의 근전도 신호와 보행 운동의 관계를 확인하고 재활 로봇에 활용하고자 하는 연구를 수행하였다⁽⁷⁾. Baeg 등은 전동 의수에 활용하기 위하여 근전도 신호를 이용한 파지력 예측 방법을 제안하였고⁽⁸⁾, Choi 등은 근전도 기반 동작 인식 기능을 갖는 로봇 의수를 설계하고 동작 구현 성능을 평가하였다⁽⁹⁾. Sohn 등은 기계학습을 이용한 근전도 기반 손동작 인식 시스템을 제안하고, 이를 이용한 다자유도 로봇 의수에 대한 성능 평가를 수행하였다^(10,11). Park 등은 동작 인식을 이용한 협동 로봇의 원격 제어 시

스템을 제안하고 시스템의 기본 성능을 평가하였다⁽¹²⁾. 그러나, 실시간 동작 인식을 주어진 업무를 수행하는 로봇을 원격으로 제어하는 시스템의 인터페이스로 활용이 가능함을 검증하는 데는 더 많은 연구가 필요할 실정이다.

이 연구에서는 사용자의 손동작을 인식하여 모바일 로봇의 이동과 동작을 실시간으로 제어하는 시스템에 대한 성능 평가를 수행한다. 사용자의 손동작 인식을 위해서 근전도 신호를 측정하고 특징을 추출한 후 인공지능망을 이용하여 분류를 수행한다. 사용자의 피부에서 근전도 신호를 측정할 수 있는 장치를 이용하여 6가지 손동작에 따른 근전도 신호를 측정하고, 측정된 신호에 대하여 특징을 추출한다. 추출된 특징들을 이용하여 인공지능망 분류기의 학습을 수행하고 분류 정확도를 확인한다. 모바일 로봇을 제작하고 인식된 손동작에 따라 미리 정해진 동작을 수행하는 데모를 통하여 손동작 인식을 이용하여 실시간으로 모바일 로봇의 이동과 동작을 제어할 수 있음을 확인한다.

2. 근전도 측정

이 연구에서는 사용자 손의 움직임에 대한 근전도를 측정하기 위하여 Fig. 1과 같이 근전도 측정이 가능한 암밴드 형태의 상용 장치 MYO를 오른팔의 하완에 착용하였다⁽¹³⁾. 사용된 근전도 측정 장치는 8채널의 근전도 신호를 피부 표면에서 측정할 수 있으며, 측정된 데이터는 블루투스 통신을 통해 컴퓨터로 실시간으로 전송되고 저장된다. 사용된 근전도 측정 장치의 샘플링 주파수는 200 Hz로 설정되어 있으며 변경이 불가능하다. 근전도 측정 장치가 착용된 부위는



Fig. 1 Photograph of the worn EMG measurement device

손목을 굽히고 펴는 근육들과 손목의 회전 운동과 손가락의 움직임까지 모두 측정할 수 있는 위치로 결정되었다⁽¹⁰⁾. 근전도 신호를 측정하고 저장하는 과정은 MATLAB을 기반으로 프로그래밍 되었으며, github에서 다운받은 오픈소스 코드를 이 연구에 맞게 수정하여 사용하였다⁽¹⁴⁾. 기본적으로 MYO는 측정된 근전도의 원 데이터를 출력하지 않고, 필터링과 증폭 과정을 수행한 후에 -128에서 128 사이의 정수값을 갖는 “activation”을 출력한다. MYO를 이용하여 10회 손의 동작에 따라 발생한 근전도 신호를 실시간으로 측정하고 그 결과를 Fig. 2(a)에 나타내었고 “activation” 값이 출력된 것을 확인할 수 있다. 이러한 형태의 가공되지 않은 신호에서는 손동작에 따른 특징을 구별하기가 어려우므로 특징 추출과정을 거치게 된다. 이 연구에서는 근전도 연구에서 시간 영역 특징으로 많이 사용되는 절대값평균(mean absolute value, MAV)을 특징값으로 하였으며, 실시간으로 출력된 결과를 Fig. 2(b)에 나타내었다. 절대값평균은 다음과 같은 식으로 표현될 수 있다.

여기서 x_i 는 측정된 데이터이고, N 은 윈도우 동안

측정된 데이터의 개수이다. 이 연구에서 샘플링 주파수가 200 Hz이고, 윈도우(windowing) 시간이 0.2초이므로 N 의 값은 40이다. 한 가지 손동작에 대하여 측정된 절대값평균을 Fig. 3(a)에 나타내었다. 이 연구에서 사용한 MYO에는 8개의 센서가 있으므로 하나의 손동작에 대하여 센서 위치에 따라 8개의 서로 다른 크기의 근전도 신호가 측정된 것을 확인할 수 있다. 이 연구에서는 효율적인 실시간 손동작 인식을 위하여 특징 데이터의 크기를 줄이는 것이 필요하다. 따라서, 근전도 신호가 증가하고 감소하는 전체 형태를 특징으로 사용하지 않고 각 채널의 출력에서 임계값을 기준으로 증가하는 50개의 데이터만 사용하였다. 또한, 1번 채널부터 8번 채널까지 순서대로 연결하여 하나의 손동작에 대하여 하나의 특성 벡터를 정의하였으며, 반복 측정횟수에 대하여 평균값을 계산하여 결과를 Fig. 3(b)에 나타내었다. 이러한 과정을 통하여 각 손동작에 대하여 400×1 크기의 특징 벡터가 저장된다.

이 연구에서 목표로 한 6가지 손동작을 Fig. 4에 나타내었다. 가위바위보 게임의 가위 모양 동작, 손가락

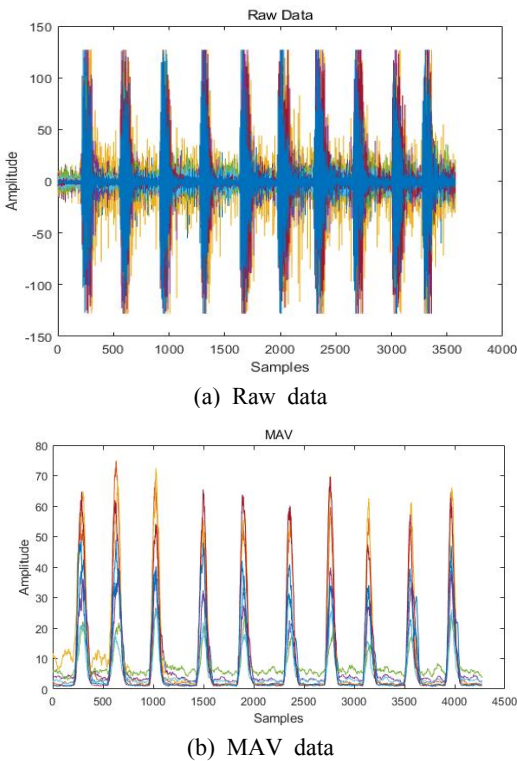


Fig. 2 Measured EMG data

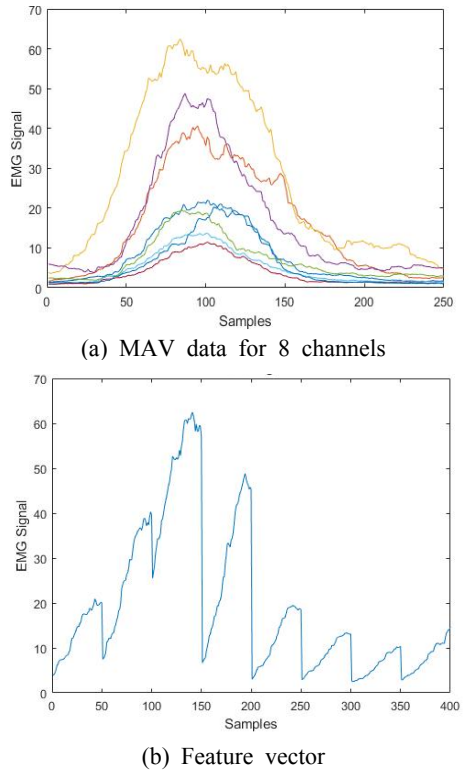


Fig. 3 Feature vector extraction from MAV data

전체를 펴는 동작, 손가락을 편 상태에서 손목을 왼쪽(안쪽)으로 굽히는 동작, 손가락을 편 상태에서 손목을 오른쪽(바깥쪽)으로 굽히는 동작, 엄지와 중지를 두 번 부딪히는 더블 탭 동작, 주먹을 쥐고 손목을 오른쪽으로 회전하는 롤 동작 등 6가지 동작이다. 각 손동작에 대하여 슬레이브 모바일 로봇의 동작이 정의되며, 손동작을 인식하여 모바일 로봇을 이용한 업무를 수행하게 된다. Fig. 4의 각 손동작에 대해서 근전도 신호를 측정하고, 이로부터 각 손동작에 대한 특성 벡터 6개를 추출하였으며, 그 결과를 Fig. 5에 나타내었다. 각 손동작 형태에 따라 사용하는 근육의 위치가 다르므로, 근전도 측정 장치의 8채널의 근전도 센서에서 측정되는 신호의 크기가 각각 다르게 된다. Fig. 5(c)와 (d)를 비교해 보면, 손목을 왼쪽으로 굽히는 경우에는 6번, 7번, 8번 채널의 근전도 신호가 크게 측정되고, 손목을 오른쪽으로 굽히는 경우에는 2번, 3번, 4번 채널의 근전도 신호가 크게 측정되는 특징이 관찰된다. 따라서, 각 손동작에 따라 명확하게

다른 형태의 특성 벡터가 추출된 것을 확인할 수 있다. 이러한 특성 벡터들을 이용하여 사용자의 손동작을 인식하고, 분류 알고리즘을 통하여 어떤 손동작이 수행되었는지 인식하게 된다.

3. 손동작 인식

근전도 신호를 이용한 손동작 인식을 위하여 한 가지 동작에 대하여 100회씩 반복하면서 근전도 신호를 측정하였다. 6가지 손동작에 대하여 총 600회의 측정을 수행하였고 학습과 평가를 위한 데이터를 확보하였다. 반복해서 측정하는 동안 근전도 센서의 전극 위치가 변경되지 않도록 주기적으로 점검을 하였으며, 근피로에 의한 데이터의 변화를 방지하기 위하여 충분한 휴식 시간을 확보하였다. 동일한 손동작에 대해서 10회 측정 후에 3분간 휴식기를 가졌으며, 100회 측정 후 다른 손동작에 대한 측정 전에는 10분의 충분한 휴식을 하도록 하였다.

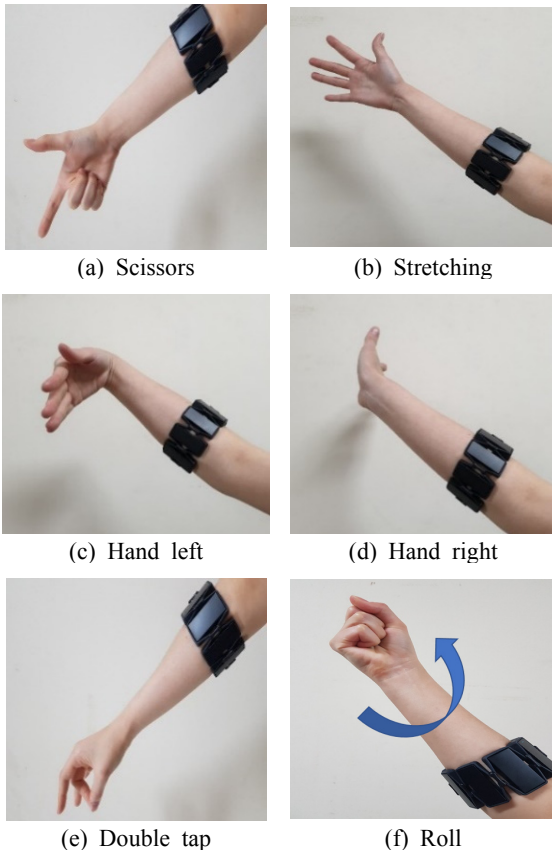


Fig. 4 The defined six hand gestures

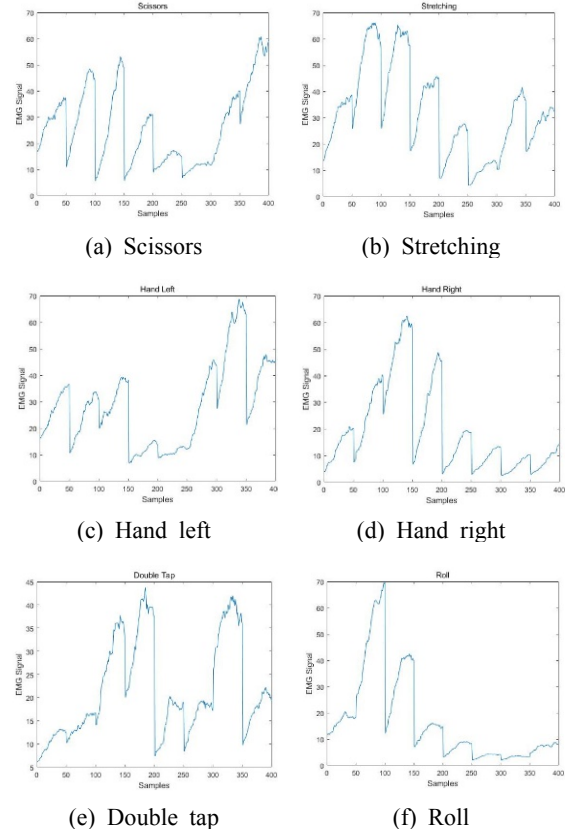


Fig. 5 Feature vectors for six hand gestures

측정된 근전도 신호에 대한 손동작 인식을 위해서 인공신경망 알고리즘을 이용하였으며, MATLAB의 deep learning toolbox를 이용하여 학습과 테스트를 수행하였다. 인공신경망의 분류 성능은 은닉층의 뉴런 수에 따라 달라질 수 있으므로, 하나의 은닉층을 사용하고, 은닉층 뉴런 수에 따른 분류 정확도를 확인하였다. 각 손동작에 대하여 100회씩 측정된 데이터 중에서 60개의 데이터, 6개의 손동작에 대하여 전체 360개의 데이터를 이용하여 학습을 수행하고, 학습에 사용되지 않은 데이터 중 40개, 6개의 손동작에 대하여 전체 240개의 데이터를 이용하여 테스트를 수행하였다. 학습 과정에서는 학습 데이터의 70%를 학습에, 15%를 검증에, 나머지 15%를 평가에 활용하

였다. 은닉층 뉴런 수에 따른 분류 정확도 변화는 Table 1에 나타내었다. 은닉층의 뉴런 수가 10개까지 증가할 경우 분류 정확도가 지속적으로 증가하지만, 10개 이후에는 다시 감소하는 것을 확인할 수 있으며, 결과를 바탕으로 이 연구에서 사용한 인공신경망 모델은 은닉층의 뉴런 수를 10개로 결정하였다.

학습 데이터 수에 따른 분류 정확도 차이를 확인하기 위하여 각 손동작에 대하여 측정된 100개의 근전도 데이터 중 10개부터 60개까지의 데이터를 이용하여 학습을 수행하고, 각 손동작에 대하여 학습에 사용하지 않은 40개의 데이터를 이용하여 평가를 수행하

Table 1 Classification accuracy according to number of hidden neurons

Number of hidden neurons	Classification accuracy
1	35.0 %
2	76.3 %
5	97.9 %
7	98.3 %
10	99.2 %
12	98.8 %
20	98.8 %

Table 2 Classification accuracy according to number of training data

Number of training data	Classification accuracy
60 (10×6)	97.9 %
120 (20×6)	98.3 %
180 (30×6)	99.2 %
240 (40×6)	100 %
360 (60×6)	100 %

Table 3 Hand gestures and designated motions of mobile robot

Hand gestures	Motions of mobile robot
Scissors	Go forward
Stretching	Go backward
Hand left	Turn left
Hand right	Turn right
Double tap	Folk down
Roll	Folk up

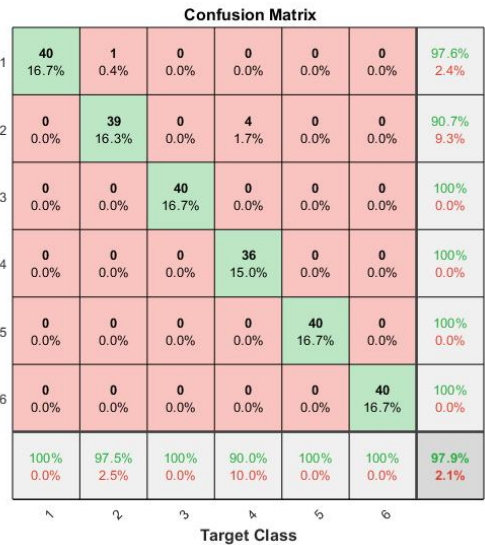


Fig. 6 Confusion matrix for test result with 60 training data

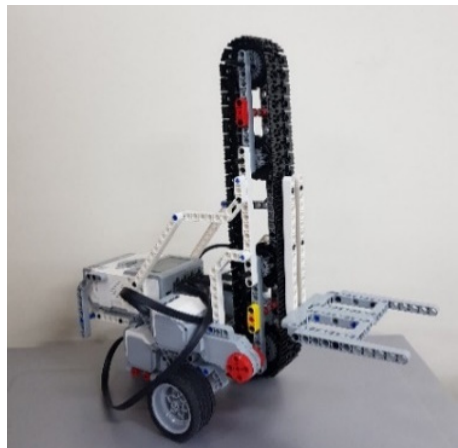


Fig. 7 Photograph of the slave mobile robot

었다. 은닉층의 뉴런 수는 10개로 하였다. 학습 데이터 수에 따른 분류 정확도를 Table 2에 나타내었다. 각 손동작에 대하여 10개의 데이터를 이용하여 학습한 경우에는 97.9%의 분류 정확도를 보였으나, 학습 데이터 수를 증가시킬수록 분류 정확도가 증가하여 40개 이상의 데이터를 이용하여 학습할 경우 100%의 분류 정확도를 갖는 것을 확인할 수 있다. 각 손동작에 대하여 최대 40개의 데이터만으로 학습을 수행해

도 매우 우수한 분류 정확도를 가질 수 있음을 확인할 수 있다. 각 손동작에 대하여 10개의 학습 데이터를

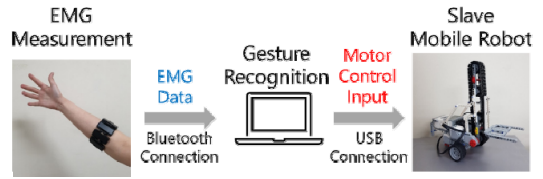
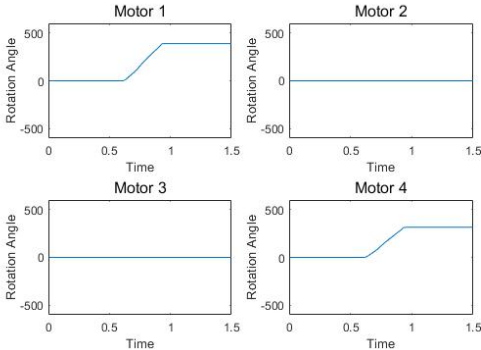
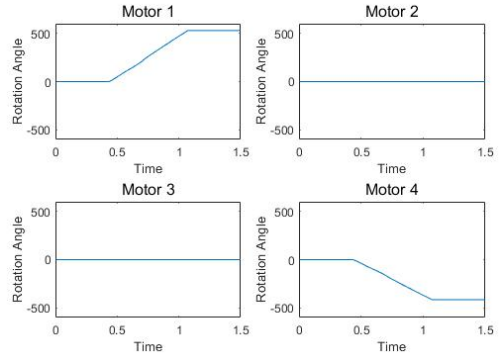


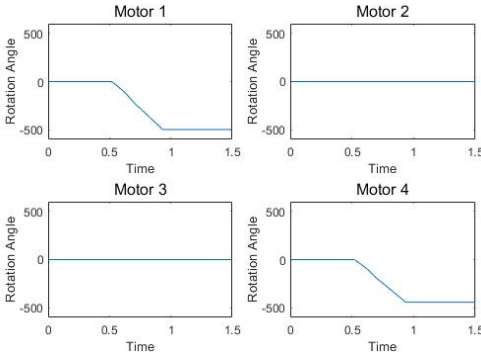
Fig. 8 Control system configuration



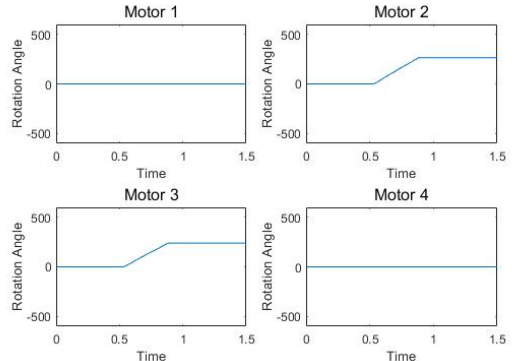
(a) Scissors



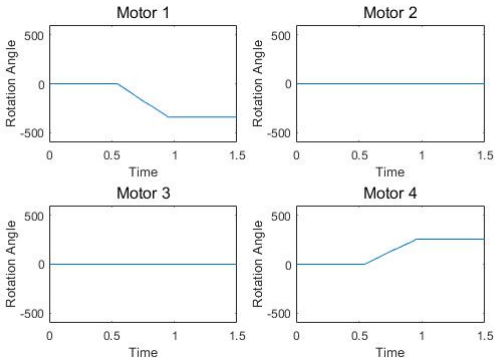
(d) Hand right



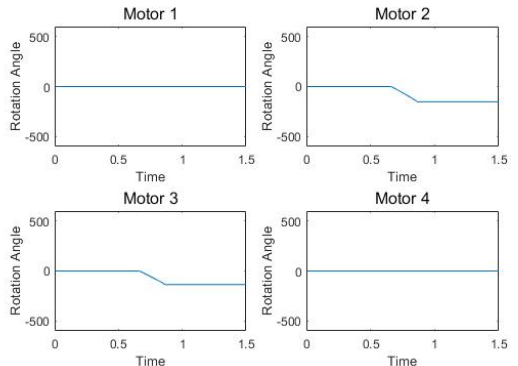
(b) Stretching



(e) Double tap

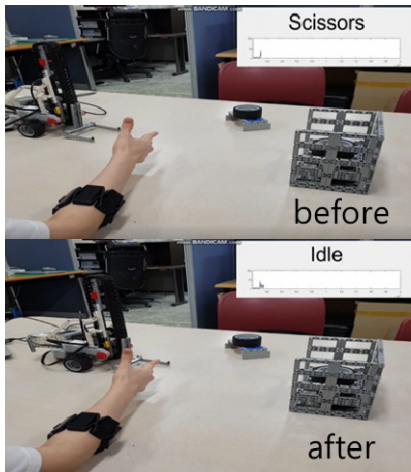


(c) Hand left

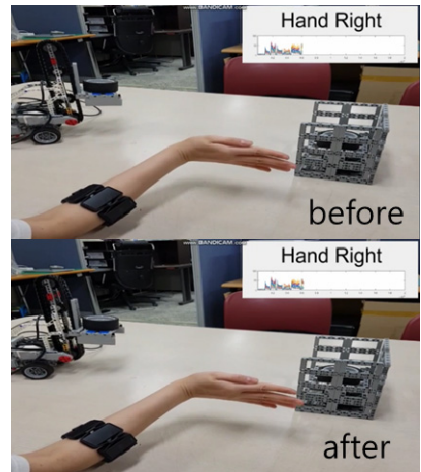


(f) Roll

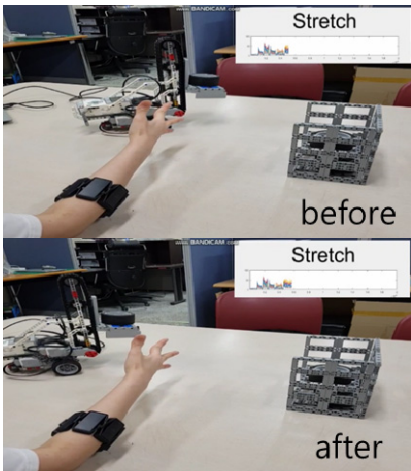
Fig. 9 Rotation angle of motors according to hand gesture



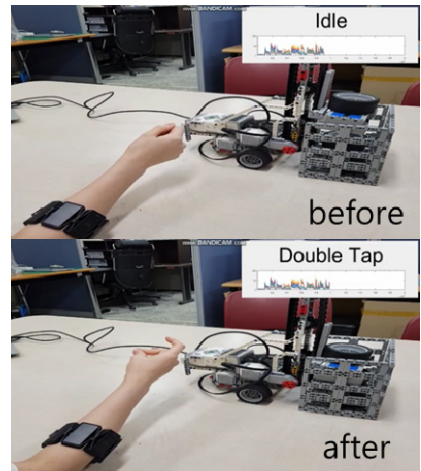
(a) Scissors, go forward



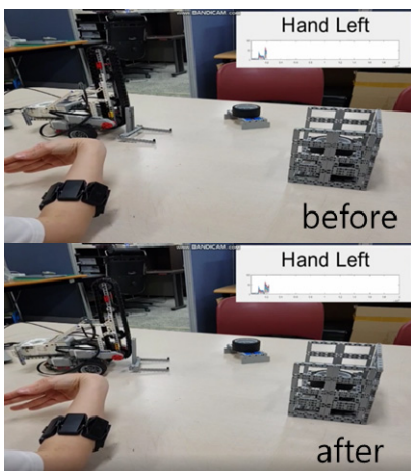
(d) Hand right, turn right



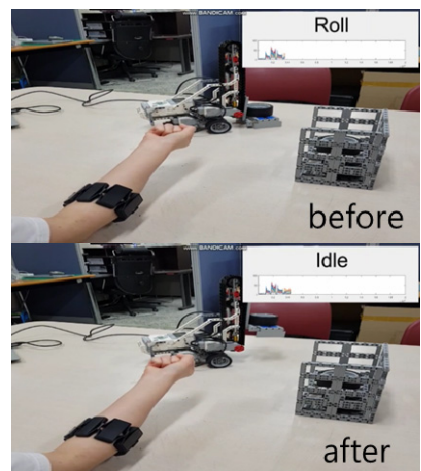
(b) Stretching, go backward



(e) Double tap, folk down



(c) Hand left, turn left



(f) Roll, folk up

Fig. 10 Photograph of the remotely controlled mobile robot according to recognized hand gestures

이용한 경우에 대한 분류 테스트 결과를 Fig. 6에 나타내었다. 손가락 전체를 펴는 동작이 가위 모양 동작, 손목을 바깥쪽으로 굽히는 동작이 손가락을 펴는 동작으로 잘못 분류된 경우가 발생하였는데, 정확한 동작이 이루어지지 않은 것이 원인인 것으로 판단된다.

4. 모바일 로봇 제어

이 연구에서 제안된 손동작 인식 시스템의 활용 가능성을 확인하기 위하여 손동작을 인식하고 실시간으로 모바일 로봇의 동작을 제어하는 데모 실험을 수행하였다. 실험을 위하여 Fig. 7에 나타난 바와 같이 소형 지게차를 LEGO MINDSTORMS EV3 모델을 이용하여 제작하였다¹⁵⁾. 지게차의 포크 구동부는 체인을 이용하여 단순한 형태로 제작하였다. 지게차의 전후좌우 구동을 위하여 두 개의 모터와 포크의 상하 이동을 위하여 추가적으로 두 개의 모터를 사용하였다. 손동작 인식을 이용한 모바일 로봇의 제어를 위하여 다음과 같이 실험 환경을 구축하였다. 근전도 측정 장치를 이용하여 손동작에 따른 근전도 신호를 측정하고 블루투스 통신을 통하여 노트북으로 데이터가 전송된다. 노트북에서는 MATLAB으로 구현된 인공지능 알고리즘을 이용하여 측정된 근전도 신호에 해당하는 손동작을 실시간으로 인식한다. 노트북과 모바일 로봇은 유선 USB 통신으로 연결되어 있으며, 인식된 손동작에 대하여 미리 정의된 모바일 로봇의 동작을 구현하도록 한다. 제안된 제어 시스템의 구성도를 Fig. 8에 나타내었다. 6가지 손동작에 대하여 미리 지정된 모바일 로봇의 동작을 Table 3에 정리하였다.

손동작 인식에 따른 모터 출력 결과를 Fig. 9에 나타내었다. 각 모터에서 측정된 회전 각도를 측정하였으며, 손동작을 지속하고 있는 약 0.5초간 회전 각도가 증가하는 것을 확인할 수 있다. 1번 모터와 4번 모터는 차량의 전진과 후진을 위하여 차량의 좌우에 위치하고 있고, 2번 모터와 3번 모터는 포크의 상하운동을 구현한다. Fig. 9(a)의 가위 모양 손동작에 따라 차량이 전진하므로 회전각이 양의 방향으로 증가하고, Fig. 9(b)의 손가락 전체를 펴는 동작에 따라 차량이 후진하므로 회전각이 음의 방향으로 증가하는 것을 확인할 수 있다. 또한 Fig. 9(c)와 (d)의 손목을 왼쪽과 오른쪽으로 굽는 손동작에 따라 차량이 왼쪽과 오른쪽으로 이동하므로 1번과 4번 모터의 회전 방향

이 반대가 되는 것을 확인할 수 있다. Fig. 9(e)의 더블 탭 동작에 따라 포크가 하강하므로 2번과 3번 모터의 회전각이 양의 방향으로 증가하고, Fig. 9(f)의 롤 동작에 따라 포크가 상승하므로 2번과 3번 모터의 회전각이 모두 음의 방향(반대 방향)으로 증가하는 것을 확인할 수 있다. 손동작 인식을 이용한 실시간 모바일 로봇의 제어 결과를 Fig. 10에 나타내었다. 지게차를 이용하여 물건을 지정된 장소에 적재하는 상황을 구현하였다. Fig. 10(a)~(f)에 나타난 바와 같이 각 손동작 인식 전과 후의 상태에 대한 사진을 통하여 모바일 로봇이 손동작 인식 후 지정된 동작을 정확하게 수행하는 것을 확인할 수 있다.

5. 결 론

이 연구에서는 실시간으로 사용자의 근전도 신호를 측정하고, 인공지능망을 이용하여 손동작을 분류한 후 손동작에 따라 미리 정의된 작업을 모바일 로봇이 수행하는 시스템에 대한 실험 평가를 수행하였다. 암밴드 형태의 근전도 측정 장치를 이용하여 사용자의 손동작에 따른 근전도를 측정하고 특징을 추출하여 분류기의 학습을 수행하였다. 인공지능망의 은닉층 뉴런 수와 학습 데이터 수의 변화에 따른 분류 정확도를 확인하여 높은 분류 정확도를 갖는 분류기를 구성하였다. 슬레이브 모바일 로봇으로 지게차 소형 모델을 제작하여 실시간으로 손동작을 인식하고 손동작에 따라 지정된 동작을 정확하게 수행하는 것을 확인하였고, 이를 이용하여 지정된 임무를 성공적으로 수행하였다. 이 연구를 통해 근전도 신호만을 이용하여 손동작을 인식하고 이를 바탕으로 모바일 로봇의 동작을 원격으로 제어할 수 있음을 확인하였다. 근전도 신호의 단점으로는 사용자 및 센서 위치 변화에 따라 신호 차이가 발생하는 것을 고려할 수 있는데, 측정된 신호의 정규화를 통해 문제를 해결할 수 있으며, 후속 연구에서는 이러한 부분이 고려되고 반영될 예정이다. 또한 센서 위치의 최적화와 센서 수의 최소화를 위한 연구도 진행할 예정이다. 이러한 연구는 재난 현장 등 사람이 접근하기 어려운 환경에서 로봇의 업무 수행을 위한 원격 조종 등에 활용될 수 있을 것으로 기대되며, 가상 현실과 증강 현실 등을 이용한 게임의 인터페이스 등으로도 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

후 기

이 연구는 과학기술정보통신부 및 정보통신기획평가원의 Grand ICT연구센터지원사업의 연구결과로 수행되었음 (IITP-2020-2020-0-01612). 또한 이 논문은 2020년도 정부(교육부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업임(No. 2020R111A3074547).

References

(1) Defense Advanced Research Projects Agency, 2015, DARPA Robotics Challenge (DRC) (Archived), <https://www.darpa.mil/program/darpa-robotics-challenge> (accessed 10.19. 2020).

(2) <https://en.wikipedia.org/wiki/Wii> (accessed 10.19. 2020)

(3) <https://en.wikipedia.org/wiki/Kinect> (accessed 10.19. 2020)

(4) Xsens, 2020, www.xsens.com(accessed 10.19.2020).

(5) Kim, J. S., Jang, W. and Bien, Z., 1996, A Dynamic Gesture Recognition System for the Korean Sign Language, IEEE Transactions on Systems, Man and Cybernetics-Part B: Cybernetics, Vol. 26, No. 2, pp. 354~359.

(6) Francesco, V. G. T., Ramos, A., Fahmy, A., Acharya, S., Etienne-cummings, R. and Thakor, N. V., 2009, Decoding of Individuated Finger Movements Using Surface Electromyography, IEEE Transactions on Biomedical Engineering, Vol. 56, No. 5, pp. 1427~1434.

(7) Hong, J. H., Chun, H. Y., Jeon, J. H., Jung, S. I., Kim, J. O. and Park, K. H., 2011, Experimental Study on Walking Motion by Ankle Electromyograms, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 21, No. 10, pp. 934~939.

(8) Kim, Y., Lee, D., Park, H., Park, J., Bae, J. and Baeg, M., 2017, Wrist and Grasping Forces Estimation using Electromyography for Robotic Prosthesis, Journal of Korea Robotics Society, Vol. 12, No. 2, pp. 206~216.

(9) Lee, S., Choi, Y., Yang, S., Hong, G. Y. and Choi, Y., 2019, Development of Multi-DOFs Prosthetic

Forearm based on EMG Pattern Recognition and Classification, Journal of Korea Robotics Society, Vol. 14, No. 3, pp. 228~235.

(10) Yuk, D. G. and Sohn, J. W., 2018, Hand Gesture Recognition Using Surface Electromyogram, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 28, No. 6, pp. 670~676.

(11) Jang, H. M. and Sohn, J. W., 2020, Design of Prosthetic Robot Hand and Electromyography-Based Hand Motion Recognition, Journal of the Korean Society for Precision Engineering, Vol. 37, No. 5, pp. 339~345.

(12) Jeon, S. Y. and Park, B. Y., 2020, Teleoperation Control of ROS-based Industrial Robot Using EMG Signals, Journal of Embedded Systems and Applications, Vol. 15, No. 2, pp. 87~94.

(13) Visconti, P., Gaetani, F., Zappatore, G. A. and Primiceri P., 2018, Technical Features and Functionalities of Myo Armband: An Overview on Related Literature and Advanced Applications of Myoelectric Armbands Mainly Focused on Arm Prostheses, International Journal on Smart Sensing and Intelligent Systems, Vol. 11, No. 2, pp. 1~25.

(14) Github, 2020, <https://github.com/Lif3line/Myo-MATLAB-Interface-EMG-GYRO-ACCEL/blob/master/getMyoDataRealTime.m> (accessed 10.19. 2020)

(15) Lego education, 2020, <https://education.lego.com> (accessed 10.19. 2020)



Jung Woo Sohn received his Ph.D. degree in the Department of Mechanical Engineering from Inha University in 2008. He is now working as an associate professor in the Department of Mechanical Design Engineering of Kumoh National

Institute of Technology. He has interests on the design and control of smart systems using smart materials, smart interaction system based on gesture recognition and haptic system and vibration-based prognostics and health management (PHM).

단일 수치 평가량이 동일한 고무공 충격음의 주파수 레벨 변화에 따른 주관적 반응 평가

Subjective Response on the Octave Band Level Change of Rubber Ball Sound with the Same Single-number Quantity

김 우 정* · 조 현 민** · 김 명 준†

Woo-Jung Kim*, Hyun-Min Cho** and Myung-Jun Kim†

(Received September 11, 2020 ; Revised September 24, 2020 ; Accepted September 25, 2020)

Key Words : Floor Impact Noise(바닥충격음), Single-number Quantity(단일 수치 평가량), Auditory Experiment(청감 실험), Subjective Evaluation(주관적 평가), Annoyance(어노이언스)

ABSTRACT

In the evaluation of a single-number quantity for heavy impact source in accordance with KS F 2863-2, an upper value that exceeds the reference curves would be likely to be decided at 63 Hz, particularly for the floating floor structures. In this case, the sum of reductions in impact sound level below the reference curves between 125 Hz to 500 Hz do not affect the calculation of single-number quantity. In this study, the annoyance of various rubber ball sound stimuli with the same single-number quantity was examined. When the sum of reductions in impact sound level below the reference curves between 125 Hz and 500 Hz varied from 3 dB to 27 dB, subjects perceived a reduction of 2 dB to 8 dB in terms of the single-number quantity($L_{i,Fmax,AW}$) and recognized a decrease of annoyance. Therefore, the result shows that the floor impact sound insulation performance of 125 Hz to 500 Hz is significantly related to subjective evaluations.

1. 서 론

공동주택 층간소음 민원 대응을 위한 채실자 주관적 평가의 필요로 바닥충격음 청감실험 연구의 필요성이 제기되어⁽¹⁾, 2010년 이후 국내 청감실험을 통한 바닥충격음 어노이언스 연구가 꾸준히 이루어지고 있다. 바닥충격음을 포함한 아파트 내 복합소음 및 개별소음에 따른 실내소음환경의 불만족도와 어노이

언스 및 소음 예민도에 대한 관계식을 도출해낸 연구가 이루어졌으며⁽²⁾, 슬라브 조건에 따른 공기전달음 및 바닥충격음에 대한 주관적 평가로 50 Hz 이하의 저주파수의 영향을 평가한 연구도 수행된 바 있다⁽³⁾.

일반적으로 천장구조나 완충재가 적용된 뜬바닥구조 등의 바닥충격음 저감구조에 의한 성능개선은 주로 125 Hz ~ 500 Hz라고 알려져 있으며, 실충격원에 의해 주로 발생하는 주파수 대역 역시 63 Hz 이하를 제외한 주파수 대역이 대부분인 것으로 연구되었다⁽⁴⁻⁶⁾.

† Corresponding Author ; Member, Dpt. of Architectural Engineering, University of Seoul, Professor
E-mail : mjunkim@uos.ac.kr

* Member, Dpt. of Architectural Engineering, University of Seoul, M.S. student

** Member, Dpt. of Architectural Engineering, University of Seoul, Post-doctorate researcher

A part of this paper is present at the KSNVE 2020 Annual Autumn Conference

‡ Recommended by Editor Jong Kwan Ryu

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

저감구조(천장구조 내 흡음재 설치 등)에 의한 중량 충격음 차단성능에 대한 기존 연구에 의하면 고무공 충격원의 경우 125 Hz 주파수 대역 이상에서 충격음 레벨 저감량의 합이 약 5 dB 이상으로 나타났다(7-10). 그러나 해당 주파수 대역의 저감 성능에도 불구하고 현 평가방법(KS F 2863-1, 2)^(11,12)의 역A특성가중 바닥충격음레벨($L_{i,Fmax,AW}$) 지표에 의해 산출한 단일 수치 평가량의 개선량은 이를 충분히 반영하지 못하는 실정이다. 이는 국토교통부고시 제2019-622호⁽¹³⁾의 사전 인정제도로 인한 공동주택의 뜬바닥 구조 적용에 따라 주로 63 Hz 대역의 과도한 충격력에 의해 단일 수치 평가량이 결정되기 때문이라고 판단된다^(14,15).

기존 연구에 의하면 바닥충격음 평가 기준 제안 등의 다양한 목적으로 여러 가지의 단일 수치 평가량 음원을 제시하여 주관적 반응을 평가한 연구가 대다수였다. 각 주파수 대역별 충격음레벨 차이에 대한 청감실험 연구는 Jung(2017)⁽¹⁶⁾이 고무공충격원을 대상으로 다양한 단일 수치 평가량과 주관적 반응의 상관관계를 분석하였고, Shin et al.⁽¹⁷⁾이 11가지의 중량 충격음 주파수 대역별 감소 패턴과 현행 단일 수치 평가량과의 대응 연구를 진행하였다. 최근 Cho et al.⁽¹⁸⁾의 연구에서는 동일한 단일 수치 평가량의 음원을 대상으로 다양한 주파수 대역의 충격음레벨 변화량에 따른 청감실험을 진행하였으며, 각 차이를 재실자가 인지하는 것으로 도출되었다. 그러나 다양한 주파수 대역별 충격음레벨 변화량에 따라 각각의 단일 수치 평가량과 동일한 대응성을 가지는 지에 대한 연구는 아직 미미하다.

이에 이 연구에서는 Cho et al.⁽¹⁸⁾의 후속 연구로, 역A특성가중 바닥충격음레벨($L_{i,Fmax,AW}$) 단일 수치 평가량이 50 dB이고 63 Hz 대역에 의해 단일 수치가 결정되는 바닥충격음 특성 음원을 대상으로, 125 Hz ~ 500 Hz 주파수 대역에서 다양한 변화량을 가지는 실험 음원(28개 case)이 각각의 단일 수치 평가량 음원과 유사한 주관적 반응을 보이는 지에 대해 청감실험을 진행하였다.

2. 실험 개요 및 방법

2.1 실험 음원

(1) 대상 음원 측정 및 선정

대상 음원은 세종시 소재 LH 실증주택실험동

84type(벽식구조)의 거실에서 측정하였다. 측정 세대의 바닥슬래브 두께는 210 mm였으며, 상세 바닥 및 개발 천장 구조는 Fig. 1에 나타내었다.

다채널신호분석기(dB4-4ch.; 01dB)로 측정한 음원 중 표준중량충격력 특성2(이하 고무공)의 중앙점 가진 및 중앙점 수음 음원을 선정하였으며, 그 중 1회 타격 음원을 0.5초 간격(성인 평균 걸음 간격)으로 5회 배치한 원 음원을 실험 조건에 맞게 프로세싱하여 사용하였다⁽¹⁹⁾.

(2) 실험 대상 음원 Case

고무공충격원을 대상으로 동일한 단일 수치 평가량을 가지는 다양한 저감 조건의 실험 음원(28개 case)과 현 평가방법에 의한 단일 수치 평가량의 음원(6개 case)을 Table 1에 나타내었다.

음원 case는 63 Hz 주파수 대역이 과도한 충격력으로 인해 기준곡선을 8 dB 상회하여 단일 수치 평가량이 결정되는 경우를 가정하여 현행 평가기준인 역A특성가중 바닥충격음레벨 단일 수치 평가량 50 dB를 기준으로 63 Hz 주파수 대역의 충격음레벨은 고정시키고 125 Hz ~ 500 Hz 주파수 대역이 각각 역A특성 기준곡선보다 3 dB, 5 dB, 7 dB, 9 dB 저감된 28개의 실험 음원을 제작하였다. 이 연구에서는 다음과 같이 기준곡선을 8 dB 이상 상회하여 단일 수치 평가량을 결정하는 63 Hz를 결정주파수 대역(main contribution frequency)이라고 하며, 저감된 충격음레벨을 의미하는 변화량(changing value)을 다양하게 설정한 125 Hz ~ 500 Hz를 변화주파수 대역(changing frequency band)이라고 한다⁽²⁰⁾.

따라서 변화주파수 대역이 1개(125 Hz, 250 Hz, 500 Hz), 2개(125+250 Hz, 125+500 Hz, 250+500 Hz), 3개

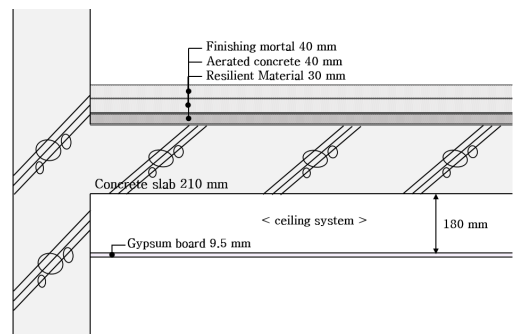


Fig. 1 Cross section of floor and ceiling structure

(125+250+500 Hz)인 case로 분류되며, 결정주파수대역은 모두 63 Hz로 모두 동일하다. 또한 현 평가방법에 의한 단일 수치 평가량 음원(40 dB, 42 dB, 44 dB, 46 dB, 48 dB, 50 dB) 6개 case를 제작하여, 총 34개의 case에 대해 주관적 평가를 진행하였다.

2.2 실험 환경 및 시스템

(1) 실험환경 및 시스템

전반적인 청감실험 시스템 signal flow를 도식화하여 Fig. 2와 같이 나타내었다. 마이크로폰(dB4; 01dB)으로 녹음된 고부공충격원 음원을 주파수분석

소프트웨어(dBFA Suite; 01dB)를 통해 wave file로 추출하였다. 이후 해당 wave file을 DAW(protools HD 10; Avid)내의 이퀄라이저(Waves Audio)로 음원의 주파수 대역별 충격을 레벨을 조정하였으며, Plugin Alliance의 Dear Reality dearVR Pro를 통해 Visual Reality의 핵심 기술 중 하나인 HRTF를 적용하여 음원이 상부층의 위치에서 재생되도록 하였다. 이후 더미헤드(HSU III.2; Head Acoustics)와 correction 과정을 거쳐 청감실험 음원 및 환경을 세팅하였다. 전반적인 청감실험의 진행은 TTS(text-to-speech)로 제작된 안내음성이 음원과 함께 재생되어 외부 진행자의 개입 없이 진행되었다.

청감실험은 Audio Engineering Society (AES) Standard, Society of Automotive Engineers (SAE)의 가이드라인에 따라 설계된 서울시립대학교 제2공학관 내의 청감실험실에서 실시하였으며^(21,22), 실험실 환경을 Table 2에 제시하였다. 청감실험은 Fig. 3와 같이 Headphone Amplifier (HA-6A; FURMAN)와 Headphone (HD650; Sennheiser)으로 동일한 청취 환경에서 최대 4명이 동시에 진행하였다.

(2) 평가방법

피실험자들은 청감실험 시 쌍대비교법(PC), 7점 척도법(SD)으로 각각의 어노이언스 및 라우드니스를 평가하였다⁽²³⁾. 저감 조건 28개 case와 단일 수치 평가량 6개 case를 쌍대비교로 제시한 총 168개의 문항을 랜덤으로 청취한 후, 음원의 어노이언스 및 라우

Table 1 Cases of experimental source

No.	Main contribution frequency [Hz]	Changing frequency [Hz]	Changing value [dB]	Frequency [Hz]				
				63	125	250	500	
1	63	50 dB		81	63	56	50	
2			3	81	60	56	50	
3			5	81	58	56	50	
4		125	7	81	56	56	50	
5			9	81	54	56	50	
6			250	3	81	63	53	50
7				5	81	63	51	50
8		7		81	63	49	50	
9		500	9	81	63	47	50	
10			3	81	63	56	47	
11			5	81	63	56	45	
12			7	81	63	56	43	
13		125+250	9	81	63	56	41	
14			3	81	60	53	50	
15			5	81	58	51	50	
16			7	81	56	49	50	
17		125+500	9	81	54	47	50	
18			3	81	60	56	47	
19			5	81	58	56	45	
20			7	81	56	56	43	
21		250+500	9	81	54	56	41	
22			3	81	63	53	47	
23			5	81	63	51	45	
24			7	81	63	49	43	
25		125+250+500	9	81	63	47	41	
26			3	81	60	53	47	
27			5	81	58	51	45	
28			7	81	56	49	43	
29		9	81	54	47	41		
30		40 dB		70	53	46	40	
31		42 dB		72	55	48	42	
32		44 dB		74	57	50	44	
33		46 dB		76	59	52	46	
34		48 dB		78	61	54	48	

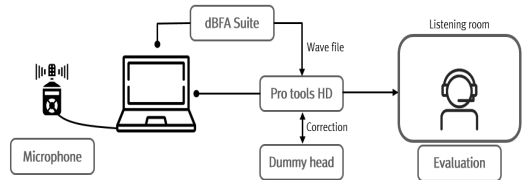


Fig. 2 Signal flow of auditory experiment

Table 2 Environment of auditory experimental laboratory

Volume	63.4 m ³
Background noise	22.6 dB(A)
NRC	0.835
NR	20 dB
Temperature	22 °C ~23 °C
Humidity	50 % ~55 %

드니스를 1부터 7까지 평가하고 두 음원의 크기를 비교하였다. 예를 들어, 1번 문항에서는 실험 음원(125 Hz 주파수 대역, 변화량 5 dB)과 단일 수치 평가량 음원(48 dB)을 제시하여 두 음원의 주관적인 크기를 비교하고 각 음원의 어노이언스를 평가하였다.

모든 답변은 실험실에 비치된 노트북이나 타블렛 이용하여 제시된 폼으로 제출하였다. 또한 두 청감실험 모두 음원 및 문항 간 간격을 충분히 두어 앞뒤 음원의 영향을 최소화하도록 했으며, 20분 실험 후 10분 휴식하게 하여 쾌적한 실험 환경을 유지할 수 있도록 했다.

2.3 피실험자

청감실험 이전에 피실험자에 대한 설문조사를 진행하였다. 설문조사는 피실험자의 성별, 연령, 거주형태 등의 기본 사항에 대한 문항(1번~8번)과 층간소음 피해 경험에 대한 문항(9번~11번)으로 이루어졌으며, 이에 대한 결과는 Table 3에 나타내었다.

청감실험은 정상청력을 지닌 남성 20명, 여성 16명으로 총 36명에 대해 진행되었다. 또한 평균 연령은 남성 평균 28.0세, 여성 평균 26.4세로, 전체 평균 연령 27.3세의 피실험자로 구성되었다. 피험자들의 직종 또는 전공은 음향(건축 또는 전기)이 22명으로 약 61%를 차지하였으며, 음악 전공 및 종사자는 4명, 그 외 기타 분류는 10명으로 나타났다. 하루에 이어폰이나 헤드폰을 착용하는 평균 시간은 2시간 이상이 26명으로, 장시간 착용자가 많은 것으로 조사되었다. 거주형태는 단독주택 거주자가 2명, 공동주택 거주자가 33명으로 피실험자의 약 92%가 공동주택에 거주하고 있었으며, 그 외 기타 1명은 기숙사 거주자였다.

현 거주지에 대한 거주만족도 조사 결과, “매우 만족하지 않는다.”와 “별로 만족하지 않는다.”가 3명으

로 대부분 만족 또는 보통으로 답했다. 거주지에 대한 전반적인 소음 환경에 대한 만족도는 “매우 만족하지 않는다.”가 5명, “매우 만족한다.”가 4명으로 거주만족도 결과보다 매우 불만족 인원은 많고 매우 만

Table 3 Results for questionnaire respondents

1. Gender				
Men		Women		
20		16		
2. Average of age				
Men	Women	All		
28.0	26.4	27.3		
3. Type of Occupation				
Acoustics	Music	Etc.		
22	4	10		
4. Average period of wearing earphones, headphones (per day)				
Rarely	Less than 1 hour	1~2 hours	2~3 hours	More than 3 hours
2	6	2	10	16
5. Residential types				
Detached house	Attached house	Etc.		
2	33	1		
6. How long have you lived there?				
Less than 1 year	1~3 years	3~5 years	5~10 years	More than 10 years
9	12	7	0	8
7. How satisfied are you with residence now? (5-points)				
Very bad	Bad	Nothing	Good	Very good
1	2	14	12	7
8. How satisfied are you with residential noise environment? (5-points)				
Very satisfied	Bad	Nothing	Good	Very good
5	0	11	10	4
9. Have you experienced the issue of floor impact noise?				
Yes		No		
24		12		
10. How often does the issue happened?				
Everyday	Once a week	Once a month	Once 2~3 months	Less frequently
3	10	0	5	6
11. What time have you experienced it? (multiple selection)				
7~12 a.m.	12~18 p.m.	18~21 p.m.	21~24 p.m.	0~7 a.m.
4	2	8	13	6



Fig. 3 Appearance of auditory experiment

족 인원은 적은 것으로 파악되었다.

충간소음 피해 경험 관련 문항에서 “충간소음 피해를 경험한 적이 있다.”고 답한 24명에 대해서 피해 빈도와 시간대를 추가로 조사하였다. 피해 빈도는 다양하였으나 “일주일마다”가 24명 중 10명으로 가장 다수였으며, 주로 충간소음을 겪은 시간대는 밤(21 p.m. ~ 24 p.m.)이 가장 많고 그 다음 순서로는 저녁(18 p.m. ~ 21 p.m.), 새벽(0 a.m. ~ 7 a.m.)로 나타났다.

3. 실험 결과

실험 결과의 분석 방법은 다음과 같다. ① 단일 수치 평가량(50 dB)과 63 Hz 주파수 대역의 충격음레벨이 동일할 때, 변화주파수 대역의 변화량에 따른 인지 비율 분석, ② 주파수 대역별 충격음레벨을 변화시킨 실험 음원과 동일한 크기로 인지하는 단일 수치 평가량 및 그 인지 비율 분석, ③ 단일 수치 평가량 및 각각의 단일 수치 평가량과 동일한 크기로 인지하는 실험 음원의 어노이언스를 분석, ④ 주관적 크기 인지에 따른 세 가지 단일 수치 평가지표의 변별력 분석에 대해 진행되었다.

3.1 충격음레벨 변화량에 따른 인지 비율

단일 수치 평가량(50 dB)과 63 Hz 주파수대역의 충격음레벨이 동일한 음원의 변화주파수 대역별 충격음레벨 변화량에 따른 인지 비율을 Fig. 4에 나타내었다. 각 변화주파수 대역별 충격음 레벨 변화량은 3 dB, 5 dB, 7 dB, 9 dB이었으므로, 변화주파수 대역이 1개인 경우는 총 3 dB, 5 dB, 7 dB, 9 dB, 2개인 경우는 총 6 dB, 10 dB, 14 dB, 18 dB, 3개인 경우는 총 9 dB, 15 dB,

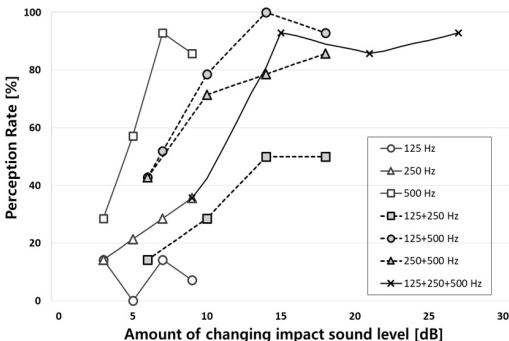


Fig. 4 Perception rate to amount of changing impact sound level (SNQ 50 dB; $L_{i,Fmax,AW}$)

21 dB, 27 dB 변화시킨 음원이다.

변화주파수 대역이 1개일 때, 변화주파수 대역이 125 Hz와 250 Hz이며 3 dB ~ 9 dB 변화한 case에서 모두 40 % 미만의 인지 비율을 보였으나, 변화주파수 대역이 500 Hz인 경우 변화량이 증가함에 따라 7 dB 변화 시 인지 비율이 최대 92 %까지 증가하였다. 변화주파수 대역이 2개 이상일 때, 125+250 Hz가 변화 주파수 대역인 경우를 제외하고 변화량이 10 dB 이상인 모든 case의 인지 비율이 80 % 이상인 것으로 분석되었다. 이와 같이 전체적으로 충격음레벨 변화량이 증가할수록 인지 비율도 증가하였으나, 변화주파수 대역별 인지 비율의 편차가 존재하는 것으로 나타났다.

따라서 단일 수치 평가량(50 dB)과 63 Hz의 충격음 레벨이 동일할 때에도 재실자가 125 Hz ~ 500 Hz 주파수 대역의 저감에 따른 크기의 차이를 인지할 수 있는 것으로 확인되었으며, 주파수 대역별 충격음레벨의 다양한 변화 case와 단일 수치 평가량 간의 인지 대한 대응 분석이 추가적으로 필요한 것으로 판단된다. 이는 Cho et al.⁽¹⁸⁾의 단일 수치 평가량(54 dB)을 기준으로 충격음 레벨 변화량에 따른 인지 비율을 분석한 결과와 유사하였다. 이 연구에서는 이에 대한 후속 연구로 청감실험을 활용하여 변화주파수 대역별 충격음레벨을 변화시킨 음원(50 dB)과 다양한 크기의 단일 수치 평가량 음원의 크기 비교를 통한 인지 비율과 각각의 어노이언스를 분석하였다.

3.2 단일 수치 평가량과의 크기 비교 결과

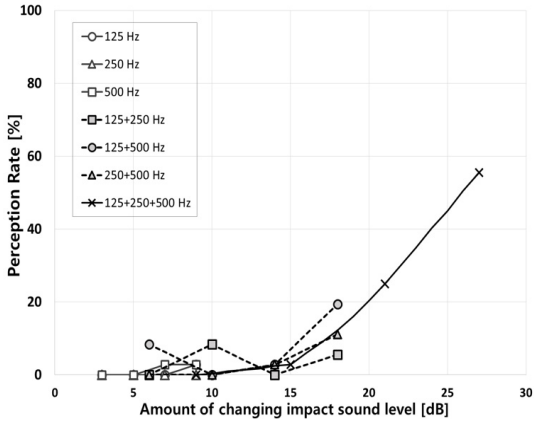
피실험자들은 전체 실험 case 음원(50 dB)과 현행 단일 수치 평가량 음원(40 dB, 42 dB, 44 dB, 46 dB, 48 dB, 50 dB)을 연속으로 듣고 ‘동일하다.’, ‘첫 번째 음원이 더 크다.’, ‘두 번째 음원이 더 크다.’ 세 가지로 크기를 비교하였다. 이 때 인지 비율은 ‘동일하다.’ 또는 ‘단일 수치 평가량 음원이 더 크다.’로 평가한 피험자의 비율을 의미하며, 충격음레벨 변화량에 따라 Fig. 5에 나타내었다.

Fig. 5를 통해 전체적으로 변화주파수 대역의 개수 및 충격음레벨의 변화량이 증가함에 따라 더 작은 단일 수치 평가량과의 인지 비율이 높아지는 것을 확인하였다. 또한 상대적으로 비교한 단일 수치 평가량이 클수록 변화량에 따른 인지 비율 결과가 미미한 것은 변화량이 클수록 인지 비율 내의 ‘단일 수치 평가량 음원이 더 크다.’의 비율이 높아지고 ‘동일하다.’의 비

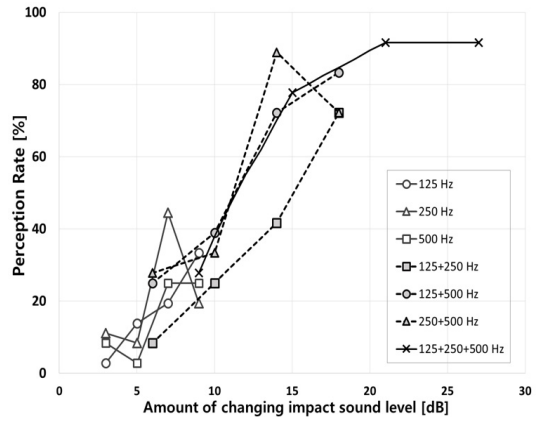
율은 낮아져, 두 비율의 합은 차이가 미미하기 때문
으로 판단된다.

이 연구에서는 인지 비율이 80 % 이상인 단일 수

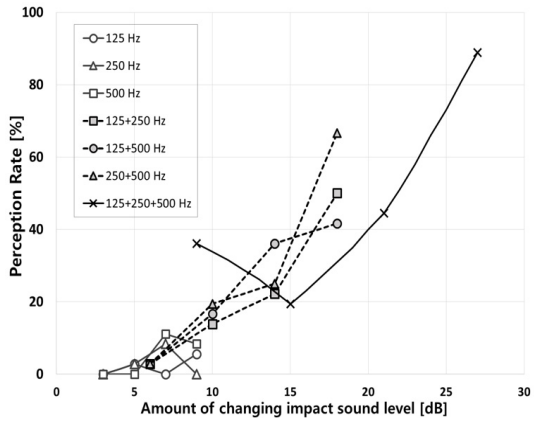
치 평가량을 대다수가 동일한 크기로 인지하는 수치
로 간주하였으며, 하나의 case에서 인지 비율이 80 %
이상인 단일 수치 평가량이 다수일 경우 ‘동일하다.’



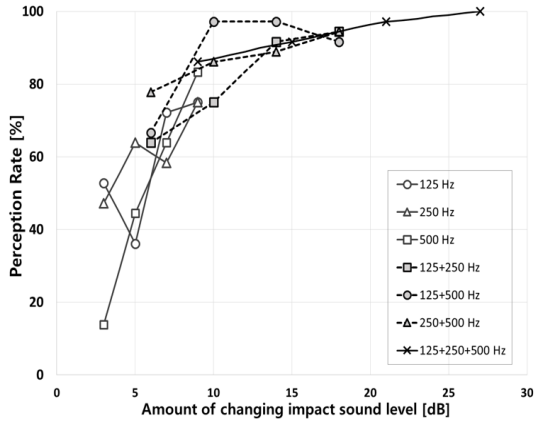
(a) Compared with SNQ 40 dB



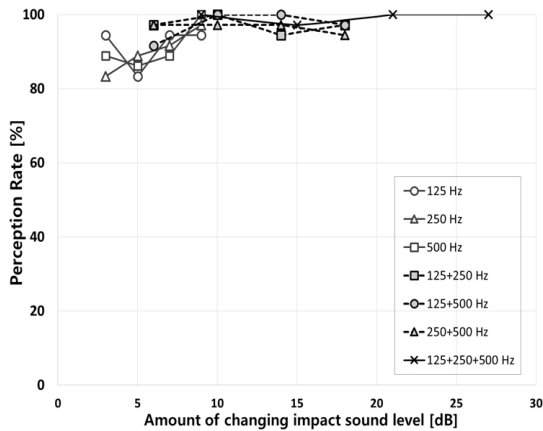
(b) Compared with SNQ 42 dB



(c) Compared with SNQ 44 dB



(d) Compared with SNQ 46 dB



(e) Compared with SNQ 48 dB

Fig. 5 Results of perception rate to amount of changing frequency and changing impact sound level when comparing experimental cases(SNQ 50 dB; $L_{i,Fmax,AW}$) with other SNQ sources

의 비율이 더 높은 것을 기준으로 선정하여 동일하게 인지한 단일 수치 평가량의 크기에 따라 Table 4에 나타내었다. 또한 동일하게 인지한 단일 수치 평가량에 따라 실험 음원 case를 주관적 개선량 그룹(A, B, C, D)으로 분류하였다. 대부분의 피실험자들은 음원의 충격음레벨 변화량이 증가하여 저감된 변화량이 클수록 더 작은 단일 수치 평가량과 동일한 크기로 인지하는 것으로 나타났다.

Table 4 Single-number quantity to experimental cases that the subjects perceived equally over 80 %

Single-number quantity that subjects perceived equally over 80 % [dB]	Changing frequency [Hz]	Changing value [dB]	Group name
42	125+250+500	9	A
44	125+250+500	7	B
46	500	9	C
	125+250	7	
	125+250	9	
	125+500	5	
	125+500	7	
	125+500	9	
	250+500	5	
	250+500	7	
	250+500	9	
	125+250+500	3	
48	125	3	D
	125	5	
	125	7	
	125	9	
	250	3	
	250	5	
	250	7	
	250	9	
	500	3	
	500	5	
	500	7	
	125+250	3	
	125+250	5	
	125+500	3	
250+500	3		

변화주파수 대역이 1개일 때, 변화주파수 대역이 125 Hz, 250 Hz인 경우 3 dB ~ 9 dB 저감 시 80 % 이상의 피실험자가 48 dB와 동일한 크기로 인지했다. 변화주파수 대역이 500 Hz인 경우, 3 dB ~ 7 dB 저감 시 48 dB와 동일한 크기로 인지하였으나 9 dB 저감 시 더 작은 46 dB와 동일한 크기로 인지하였다. 따라서 500 Hz 주파수 대역의 충격음레벨 저감이 재실자의 크기 인지에 가장 큰 영향을 미치는 것으로 사료된다.

변화주파수 대역이 2개일 때, 변화주파수 대역별 동일한 크기로 인지하는 단일 수치 평가량은 125+250 Hz > 125+500 Hz = 250+500 Hz 순으로 높았다. 변화주파수 대역이 125+250 Hz일 때, 3 dB ~ 5 dB 저감 시 48 dB, 7 dB ~ 9 dB 저감 시 46 dB와 동일한 크기로 인지하는 것으로 확인되었다. 125+500 Hz, 250+500 Hz가 변화주파수 대역일 때는 5 dB ~ 9 dB 저감 시 46 dB와 동일한 크기로 인지하여, 변화주파수 대역이 1개일 때와 유사한 결과로 500 Hz가 변화주파수 대역에 포함되는 경우 충격음레벨 변화량이 같아도 재실자가 크기를 더 작게 인지하는 것으로 분석되었다.

변화주파수 대역이 3개(125+250+500 Hz)일 때, 3 dB ~ 5 dB 저감 시 46 dB, 7 dB 저감 시 44 dB, 9 dB 저감 시 42 dB와 동일한 크기로 평가하여, 단일 수치 평가량 상으로 8 dB까지 더 작게 인지하는 것으로 나타났다.

결과적으로 총 변화량이 3 dB ~ 7 dB인 경우(1개의 변화주파수 대역 3 dB ~ 7 dB 저감 및 2개의 변화주파수 대역 각 3 dB 저감)에는 단일 수치 평가량 상으로 약 2 dB의 크기가 감소하는 것처럼 인지하며, 총 27 dB 저감한 경우(3개의 변화주파수 대역 각 9 dB 저감)에는 최대 약 8 dB까지 크기를 더 작게 인지하는 것으로 분석되었다. 따라서 125 Hz ~ 500 Hz 대역의 바닥충격음 저감성능 개선 시, 재실자가 이를 충분히 인지할 수 있는 것으로 판단된다. 또한 역A특성 가중곡선을 통한 현행 평가방법은 충격성 소음인 바닥충격음에 대해서는 재실자의 주관적 반응과 다소 편차가 존재하는 것으로 사료된다.

3.3 단일 수치 평가량 및 충격음레벨 변화량에 따른 어노이언스 분석

전체 실험 case에 대한 평균 어노이언스 결과를 충격음레벨 변화량에 따라 Fig. 6에 나타내었다. 변화주파수 대역의 충격음레벨 변화량이 증가할수록 어노이언스는 감소하였으며, 이 결과는 유의한 상관성(결정

계수 $R^2 = 0.5415$)을 가지는 것으로 사료된다. 또한 각 case별 평균 어노이언스는 3.49 ~ 4.57에 분포하였으며, 충격음레벨의 총 변화량이 동일하면 변화주파수 대역의 개수가 많을수록 어노이언스가 감소하는 것으로 분석되었다.

단일 수치 평가량에 따른 어노이언스 결과와 각 단일 수치 평가량과 동일한 크기로 인지하는 실험 case 그룹의 어노이언스 결과를 비교하여 Fig. 7에 박스플롯으로 나타내었으며, 전체적으로 충격음레벨이 증가할수록 어노이언스가 증가하는 경향을 확인하였다.

단일 수치 평가량 42 dB의 어노이언스와 단일 수치 평가량 42 dB와의 인지 비율이 80% 이상인 실험 case인 group A(125+250+500 Hz 각 9 dB 저감)의 어노이언스를 비교한 결과, 각각 3.26, 3.49로 약 0.23

의 차이를 나타내었다. 단일 수치 평가량 44 dB의 경우 group B(125+250+500 Hz 각 7 dB 저감)와 어노이언스를 비교하였으며, 단일 수치 평가량 44 dB와 group B에 대한 어노이언스 결과는 각각 3.65, 3.69로 차이는 약 0.04인 것으로 확인되었다. 단일 수치 평가량 46 dB와 group C(500 Hz 9 dB 저감, 125+250 Hz 각 7 dB, 9 dB 저감, 125+500 Hz 각 5 dB, 7 dB, 9 dB 저감, 250+500 Hz 각 5 dB, 7 dB, 9 dB 저감, 125+250+500 Hz 각 3 dB, 5 dB 저감) 어노이언스 결과 비교 시, 각각 4.31, 4.22이며 그 차이는 0.09로 분석되었다. 또한 단일 수치 평가량 48 dB 음원에 대한 어노이언스와 group D(125 Hz 3 dB, 5 dB, 7 dB, 9 dB 저감, 250 Hz 3 dB, 5 dB, 7 dB, 9 dB 저감, 500 Hz 3 dB, 5 dB, 7 dB 저감, 125+250 Hz 각 3 dB, 5 dB 저감, 125+500 Hz 각 3 dB 저감, 250+500 Hz 각 3 dB 저감)에 대한 어노이언스 결과는 각각 4.83, 4.42로 나타나 그 차이가 0.41로 가장 큰 것으로 확인되었다.

다양한 단일 수치 평가량 음원과 각 단일 수치 평가량과 동일한 크기로 인지하는 실험 case의 어노이언스 결과의 차이는 0.04 ~ 0.41 사이에 분포하는 것으로 파악되었다. 이는 동일한 단일 수치 평가량(50 dB)에 대해서 변화주파수 대역의 충격음레벨이 저감되면 단일 수치 평가량 상으로 크기 저감을 인지할 뿐만 아니라 그 해당 단일 수치 평가량과 유사한 어노이언스 반응을 보이는 것으로 판단된다. 반면 동일한 크기로 인지하는 단일 수치 평가량에 따른 실험 case의 어노이언스 증가폭은 단일 수치 평가량 음원

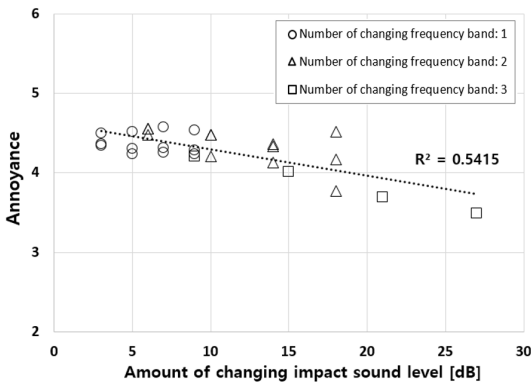


Fig. 6 Results of annoyance to amount of changing impact sound level of experimental cases

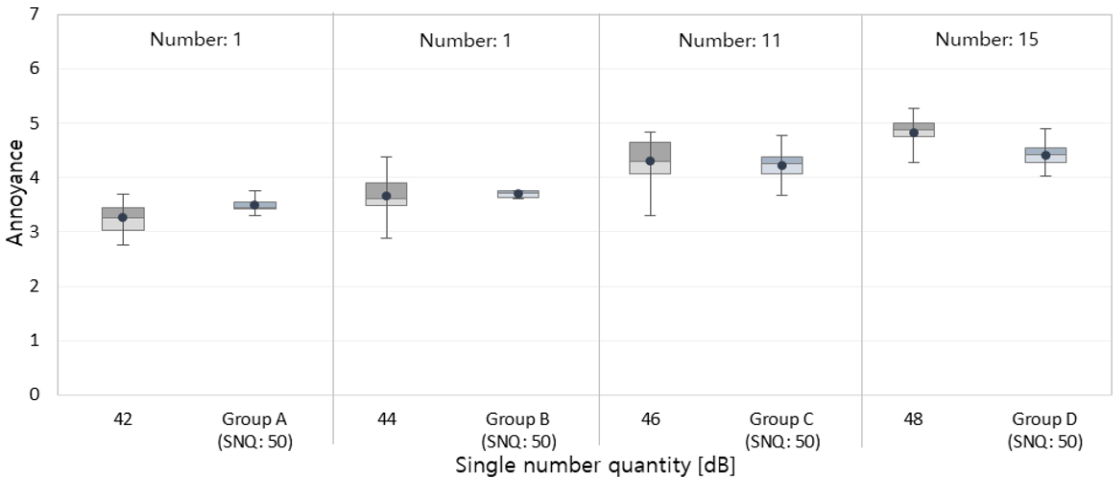


Fig. 7 Results of annoyance of $SNQ(L_{i,Fmax,AW})$ sources and experimental cases that the subjects perceived equally over 80%

에 따른 어노이언스 결과에 비해 상대적으로 미미한 것으로 확인되었다. 따라서 변화주파수 대역별 변화량에 따른 단일 수치 평가량 상의 주관적 크기 인지 정도에 비해, 어노이언스의 차이는 상대적으로 미미한 것으로 판단된다. 이는 재실자의 인지와 어노이언스 간 편차가 존재함을 시사하며, 인지와 어노이언스 간의 상관성에 대한 추가적인 연구가 필요한 것으로 사료된다.

3.4 평가지표에 따른 주관적 인지 결과 분석
 전체 실험 case와 같은 크기로 인지한 음원의 크기를 세 가지 평가지표로 정리하여 Table 5에 나타내었다. 해당 평가지표는 각각 역A특성가중 바닥충격음 레벨, 최대A특성 음압레벨, 최대측정주파수산술평균 바닥충격음 레벨이었으며, 역A특성가중 바닥충격음 레벨의 경우 28개의 실험 case는 모두 50 dB로 동일한 단일 수치 평가량 음원이다.

Table 5 Various single-number quantity to experimental cases that the subjects perceived equally over 80%

No.	Main contribution frequency [Hz]	Changing frequency [Hz]	Changing value [dB]	Inverse-A characteristic impact sound pressure level (KS F 2863-2) [$L_{i,Fmax,AW}$]		A-weighted maximum impact sound pressure level (ISO 717-2) [$L_{iA,Fmax}$]		Arithmetic mean level (KS F 2863-2) [$L_{iFavg,Fmax}$]	
				Experimental case	Case that subjects perceived equally over 80%	Experimental case	Case that subjects perceived equally over 80%	Experimental case	Case that subjects perceived equally over 80%
1	63	125	3	50	48	56.3	53.9	62	60
2			5		48	56.2	53.9	61	60
3			7		48	56.1	53.9	59	60
4			9		48	56.1	53.9	57	60
5			3		48	56.3	53.9	62	60
6		250	5		48	56.2	53.9	61	60
7			7		48	56.1	53.9	61	60
8			9		48	56.1	53.9	60	60
9			3		48	56.3	53.9	62	60
10		500	5		48	56.2	53.9	61	60
11			7		48	56.2	53.9	61	60
12			9		46	56.1	51.9	60	58
13			3		48	56.0	53.9	61	60
14		125+250	5		48	55.7	53.9	59	60
15			7		46	55.6	51.9	57	58
16			9		46	55.5	51.9	54	58
17			3		48	56.1	53.9	61	60
18		125+500	5		46	55.8	51.9	59	58
19			7		46	55.7	51.9	57	58
20			9		46	55.6	51.9	54	58
21			3		48	56.0	53.9	61	60
22		250+500	5		46	55.8	51.9	60	58
23			7		46	55.7	51.9	59	58
24			9		46	55.6	51.9	58	58
25			3		46	55.8	51.9	60	58
26		125+250+500	5		46	55.3	51.9	58	58
27			7		44	55.1	49.9	55	56
28			9		42	55.0	47.9	52	54

최대A특성 음압레벨의 경우, 실험 case(55.0 dB ~ 56.3 dB)에 따라 1.8 dB ~ 7.1 dB의 크기가 저감된 것으로 인지하여 앞서 실험 case(50 dB)와 역A특성가중 바닥충격음레벨에 대한 크기 비교 시 2 dB ~ 8 dB의 크기 저감을 인지하는 것으로 분석된 결과와 유사하였다. 반면 최대측정주파수산술평균 바닥충격음 레벨의 경우, 실험 case는 52 dB ~ 62 dB 사이에 분포하였으며 동일한 크기로 인지한 음원은 54 dB ~ 60 dB로 다양한 레벨을 나타내었다. 또한 실험 case(52 dB ~ 62 dB)에 따라 해당 단일 수치 평가량 상으로 최대 2 dB의 크기 저감 및 최대 4 dB의 크기 증가를 인지했다. 결과적으로 역A특성가중 바닥충격음레벨 및 최대A특성 음압레벨의 경우 실험 case에 따라 단일 수치 평가량 상으로 최대 7 dB ~ 8 dB의 주관적 개선이 확인되었으며, 이는 125 Hz ~ 500 Hz 주파수 대역의 저감이 재실자의 주관적 반응과 관련이 있음에도 불구하고 두 단일 수치 평가량 상으로는 충분히 반영되고 있지 않음을 시사한다. 이와 달리 최대측정주파수산술평균 바닥충격음 레벨은 재실자의 주관적 크기 인지와 가장 유사한 변별이 가능한 것으로 나타났으며 해당 결과는 기존 연구와도 유사함을 보였다^(24,25).

4. 결 론

청감실험을 통해 단일 수치 평가량(50 dB)과 결정주파수 대역이 63 Hz로 동일할 때, 125 Hz ~ 500 Hz 대역을 저감한 고무공충격원 음원과 2 dB 간격의 단일 수치 평가량 음원의 주관적 반응을 비교·분석한 주요 결과는 다음과 같다.

(1) 단일 수치 평가량이 50 dB일 때 125 Hz ~ 500 Hz 주파수 대역의 저감에 따른 크기의 차이를 인지할 수 있는 것으로 확인되었다. 변화주파수 대역이 125 Hz와 250 Hz인 모든 case에서 40 % 미만의 인지 비율을 보였으며 125+250 Hz가 변화주파수 대역인 경우를 제외한 변화량이 10 dB 이상인 모든 case에서 70 % 이상이 차이를 인지하는 것으로 나타나, 변화주파수 대역에 500 Hz가 포함되는 경우 크기 차이를 더 민감하게 인지하는 것으로 판단된다.

(2) 결정주파수 대역 외 125 Hz ~ 500 Hz의 주파수 대역별 충격음레벨의 변화량이 증가할수록 재실자가 동일한 크기로 인지하는 단일 수치 평가량이 낮아졌으며 특히 500 Hz가 변화주파수 대역에 포함

된 경우 민감하게 나타났다. 변화주파수 대역이 1개 및 2개인 경우 단일 수치 평가량 상으로 최대 4 dB, 3개인 경우 최대 8 dB까지 크기가 감소하는 것처럼 인지했다.

(3) 동일한 단일 수치 평가량 음원(50 dB)의 주파수 대역별 충격음레벨이 저감됨에 따라 동일한 크기로 인지하는 단일 수치 평가량과 유사한 어노이언스 반응을 보이는 것으로 분석되었다.

(4) 세 가지 평가지표(역A특성가중 바닥충격음레벨, 최대A특성 음압레벨, 최대측정주파수산술평균 바닥충격음 레벨)에 따른 주관적 크기 인지 분석 결과, 최대측정주파수산술평균 바닥충격음 레벨이 주관적 크기 인지와 가장 유사한 결과를 나타내었다.

63 Hz가 주로 결정주파수 대역이 되는 현행 역A특성 가중바닥충격음레벨 단일 수치 평가방법은 이러한 주관적 반응을 충분히 반영하여 개선될 필요가 있다. 아울러 향후 재실자의 주관적인 크기 인지와 어노이언스 간의 상관성에 대한 추가적인 연구와 좀 더 신뢰성 높은 결과를 위한 바닥충격음 청감실험의 방법론적인 연구가 추가로 필요할 것으로 판단된다.

후 기

이 연구는 국토교통부/국토교통과학기술진흥원의 지원으로 수행되었음(과제번호 20CTAP-C152256-02).

References

- (1) Ryu, J. K. and Jeon, J. Y., 2011, Influence of Noise Sensitivity on Annoyance of Indoor and Outdoor Noises in Residential Buildings, *Applied Acoustics*, Vol. 72, No. 6, pp. 336~340.
- (2) Jeon, J. Y., Ryu, J. K. and Lee, P. J., 2010, A Quantification Model of Overall Dissatisfaction with Indoor Noise Environment in Residential Buildings, *Applied Acoustics*, Vol. 71, No. 10, pp. 914~921.
- (3) Rindel, J. H., 2003, On the Influence of Low Frequencies on the Annoyance of Noise from Neighbours, *Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference*, pp. 1500~1503.
- (4) Park, H. K., Kim, K. M. and Kim, S.-W., 2013, Verification of Effectiveness of the Standard Floor Impact

Source by Comparing with Living Impact Sources, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 23, No. 12, pp. 1117~1126.

(5) Kim, K. W., Choi, G.-S., Jeong, Y.-S. and Yang, K.-S., 2005, Impact Power Characteristics as Behavior of Real Impact Source(Child), Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 15, No. 5, pp. 542~549.

(6) Lee, P. J., Jeong, J.-H., Park, J.-H. and Jeon, J.-Y., 2006, Comparison of Standard Floor Impact Sources with a Human Impact Source, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 16, No. 8, pp. 789~796.

(7) Ryu, J. K., Song, H. and Kim, Y., 2008, Effect of the Suspended Ceiling with Low-frequency Resonant Panel Absorber on Heavyweight Floor Impact Sound in the Building, Building and Environment, Vol. 139, pp. 1~7.

(8) Cho, C.-G. Baik, Y.-K. and Shin I.-S., 2002, An Experimental Study of Improvement of Ceiling Structure for Reducing Floor Impact Sound in Existing Apartment Buildings, Journal of The Korean Living Environmental System, Vol. 9, No. 1, pp. 38~44.

(9) Kim, S. T., Cho, H.-M. and Kim, M.-J., 2019, Study on Improvement of Floor Impact Sound Insulation Performance in Repairing Floor Layers of Aged Apartment, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 29, No. 2, pp. 206~215.

(10) Chung, H. W., Gi, N. G., Song, M. J. and Kim, S. W., 2002, A Study on the Reduction Characteristics of Floor Impact Sound Insulation Due to the Ceiling Frame Structures in Apartment Houses, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 12, No. 8, pp. 573~580.

(11) Korean Agency for Technology and Standards, 2017, Rating of Floor Impact Sound Insulation for Impact Source in Buildings and of Buildings Elements - Part 1: Floor Impact Insulation against Standard Light Impact Source, KS F 2863-1.

(12) Korean Agency for Technology and Standards, 2017, Rating of Floor Impact Sound Insulation for Impact Source in Buildings and of Buildings Elements - Part 2: Floor Impact Insulation against Standard Heavy Impact Source, KS F 2863-2.

(13) Ministry of Land and Transportation, 2019,

Threshold and Management Standard of the Floor Impact Sound Insulation for Multi-family Housing, No. 2019-622.

(14) Yang, H. S. and Kim, T. M., 2020, Parametric Study on Floor Impact Sound with Design Factors of Layers Composing a Floating Floor in Multi-residential Buildings, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 30, No. 2, pp. 119~128.

(15) Yun, C. Y., Yeon, J.-O. and Kim, M.-J., 2014, Comparison of Impact Sound Insulation Performances of Apartment Floors Against Heavy-weight Impact Sources via Field Measurement Data, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 24, No. 8, pp. 651~658.

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

(17) Shin, H., Kim, S.-W. and Jang, G.-S., 2009, Subjective Assessment of Simulated Heavy Floor Impact Sounds for Alternative Rating Method, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 19, No. 3, pp. 282~287.

(18) Cho, H. M., Kim, S.-T. and Kim, M.-J., Changes in Subjective Perceptions of Heavyweight Impact Sound Levels with the Same Single-Number Quantity of Floor Impact Sound Insulation, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 30, No. 4, pp. 348~356.

(19) Lee, J. I., Bae, J., Lee, C. H., Paeng, D. G., Lee, D., Chun, J. and Lee, N., 2011, Footstep Classification of the Person Movement Using Seismic Sensor, Institute of Control, Robotics and Systems, Vol. 1, No. 1, pp. 596~602.

(20) Cho, H. M., 2020, Evaluation of Floor Impact Sound Insulation Performance and Subjective Response of Occupants by Ceiling Structures of Aged Buildings, Master's Thesis, University of Seoul, Seoul, Korea.

(21) David, L. C. and Floyd, E. T., 1996, AES Recommended Practice for Professional Audio - Subjective Evaluation of Loudspeakers(AES20-1996), AESSC WG-07 Working Group on Listening Tests, Audio Engineering Society Standard.

(22) Otto, N., Amman, S., Eaton, C. and Lake, S, 1999, Guidelines for Jury Evaluations of Automotive Sounds, SAE Transactions, Vol. 108, pp. 3015-3034.

(23) International Organization for Standardization, 2003, Acoustics-assessment of Noise Annoyance by Means of Social and Socio-acoustic Surveys, ISO/TS 15666.

(24) Jeong, J. H., 2015, Evaluation Method of Rubber Ball Impact Sound, Proceedings of EuroNoise 2015, pp. 1901~1905.

(25) Ryu, J. K., Sato, H. and Kurakata, K., 2011, Relation between Annoyance and Single-number Quantities for Rating Heavy-weight Floor Impact Sound Insulation in Wooden Houses, Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 129, pp. 3047~3055.



Woo-Jung Kim obtained her B.A. at Dept of Audio Production, Dong-ah Institute of Media and Arts, Korea. She is currently a M.S. candidate at University of Seoul. Her research interests are in the areas of architectural acoustics and psycho-acoustics.



Hyun-Min Cho received the B.S., M.S. and Ph.D. in Dept. of architectural engineering at University of Seoul, Seoul, Korea in 2013, 2015, and 2020, respectively. He is currently a postdoctoral researcher in the Dept. of Architectural Engineering at University of Seoul. His research interests are in the area of floor impact noise and sound insulation in buildings.



Myung-Jun Kim received the B.S., M.S. and Ph.D. in Dept. of architectural engineering from Hanyang University, Seoul, Korea in 1987, 1989, and 1999, respectively. He is currently a professor in the Dept. of Architectural Engineering at University of Seoul. His research interests are in the area of architectural acoustics and sound insulation in buildings.

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⁽¹⁾...
(2) ... solved by the Rayleigh-Ritz method⁽²⁾.
- (10) The original paper should contain names(both in Korean and English), affiliations, the name of corresponding author including address, phone number, fax number and email address.
신규 논문투고시 논문정보에는 저자명(국·영문), 저자 근무처 및 소속을 기재하며, 저자(공저일 경우 주저자 <교신저자> 즉 Corresponding Author)의 주소 및 전화번호(FAX 포함), E-mail주소를 명확히 기재한다.
- (11) The final manuscript accepted for publication should be submitted to the editor office through the society web site.
심사 후 최종 채택된 논문원고는 학회 홈페이지(학회논문관리시스템)을 통해 학회 사무국에 제출한다.

Checklist for Original Article | 저자점검표

Title of the manuscript | 논문 제목 : _____

Please check below items as ✓ mark before submission of the manuscript. | 각 항목을 확인하고 ✓표시를 하십시오

1. General guidelines | 원고 일반

- Manuscript contained ① one original manuscript, ② statement of copyright transfer, ③ Checklist for Original Article and was attached. | 원고는 ① 원본 1부, ② 저작권 양도 동의서, ③ 저자점검표를 첨부하였는가?
- Manuscript should follow the format (can be downloaded from the web site). The paper can be typed with HWP or MS-Word. | 논문은 정해진 규격 사이즈로 우리 학회 논문원고 양식(홈페이지에서 다운로드)에 의해 hwp 또는 MS-word로 작성되었는가?
- The manuscript should be organized in the following order: (1) Title (2) Name(s) of author(s) and his/her (their) complete affiliation(s) (3) Key words (4) Abstract (5) Nomenclature (6) Introduction (7) Main body (8) Conclusion (9) References (10) Appendices. | 논문의 체제는 (1)제목, (2)저자명, (3)주요기술용어(key word), (4)초록, (5)기호설명, (6)서론, (7)본론, (8)결론, (9)참고문헌, (10) 부록 등을 따랐는가?
- Main text consisted of introduction, subjects and methods, and results and discussion in separate pages. | 본문은 서론, 대상 및 방법, 결과, 고찰을 독립하여 구성하였는가?
- The paper should be written in Korean. However, the original terminology can be typed side by side with parathesis to avoid confusion. The loanword orthography follows the government guideline. | 학술용어는 국어로 작성하는 것을 원칙으로 하고, 의미의 혼동이 있을 경우 ()안에 원어로 병기하였으며, 외래어 표기는 정부안에 따랐는가?

2. Cover page | 표지

- Title, name of authors, affiliation was described both in English and in Korean. | 표지에는 논문의 제목과 모든 저자명 및 소속을 국문과 영문으로 기록하였는가?
- In lower area of cover page, the name, address, email, telephone, fax of the corresponding author were described. | 표지 하단에 책임저자의 성명, 소속, 주소 및 연락처(전화, 팩스, E-mail주소)를 명확히 기재하였는가?

3. Abstract | 초록

- The abstract should be written in Korean and English not exceeding 600 characters or 250 words. | 초록은 국어와 영어로 각각 600자 또는 250단어 범위 내에서 작성하였는가?

4. Main text | 본문

- Main text was written in order of introduction, main body(include Figure, Table), conclusion. | 본문의 순서는 서론, 본론(표, 그림), 결론을 따랐는가?
- References should be cited as follows. | 본문에 인용한 참고문헌은 논문원고 집필요령의 방법을 준수하였는가?

5. References | 참고문헌

- Every articles in references were cited in the main text. | 본문에 인용되어 있는가?
- References were numbered according to numeric order. | 참고문헌은 인용된 순서로 (1), (2), (3)으로 정리하였는가?
- All references were written in English. | 참고문헌은 모두 영문으로 표기하였는가?
- The paper from “Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering” was cited if the content is relevant. | “한국소음진동공학회논문집”에 수록된 문헌을 인용한 것이 있는가?
- Use the following formats for journal articles and books as References. | 참고문헌 작성법은 논문원고 집필요령(정기간행지 : 저자명, 발간년, 제목명, 지명, 권·호번호, 페이지번호의 순 / 단행본 : 저자명, 발간년, 서명, 권번호 출판사명, 출판사 소재지명, 국적, 페이지번호)을 준수하였는가?

6. Tables and figures | 표와 그림

- Titles and legends of tables and figures were written in English. | 모든 표와 그림의 제목과 설명은 영문으로 작성되었는가?
- Figures were in required format. | 사진은 정해진 규격에 맞게 별도로 제출하였는가?
- Tables and figures of the paper should be arranged in order and inserted into the main body. | 표 및 그림은 해당면 상단 또는 하단에 순서에 의해 삽입하였는가?

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 저자가 속한 기관 또는 단체의 저작권 담당자를 대표하여 본 저작권 양도 동의서에 서명하여야 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 한국소음진동공학회논문집과 학회지(소음·진동)에 발표된 간행물에 한한다. ② 연구 부정행위의 제보는 육하원칙에 따라 관련 자료를 첨부하여 서면으로 제출하여야 한다. ③ 위원회는 제보가 접수된 후 3개월 내에 심의 내용을 확정하여 이사회에 보고하여야 한다. ④ 이사회에서 최종 결정된 내용은 10일내에 제보자와 부정행위자에게 통보하고 학회 홈페이지를 통해 공지한다. ⑤ 연구 부정행위에 대한 최종결과가 확정되기 전에는 외부에 공개되어서는 안된다.

- (7) (Sanctions for Research Misconduct) ① For authors whose research misconduct has been confirmed, punishment may be selected to be imposed on each case after being reviewed by the committee and considering the severity of misconduct determined by the committee: 1) Cancellation of publications published by the KSNVE for the announcement study, 2) Prohibition for five years from contributing "Journal of KSNVE" and "Trans. Korean Soc. Noise Vib. Eng.", 3) Prohibition for five years from attending the KSNVE Conference, 4) Notification of the details of misconduct to the institution, 5) Disqualification of society members. ② If a caller has intentionally and falsely reported a violation, according to the decision of the committee, the committee may impose the same sanctions and level as described in "Sanctions for Research Misconduct."

(연구 부정행위에 대한 제재) ① 연구 부정이 확인된 저자에게는 위원회 결정에 따라 부정행위의 경중을 고려하여 다음의 제재를 선택하여 가할 수 있다. 1) 해당 발표연구물에 대한 학회 간행물에 게재취소. 2) 5년간 학회의 논문집과 학회지에 투고금지. 3) 5년간 학회 학술대회 발표금지. 4) 부정행위자 소속기관에 부정행위 내용 통보. 5) 학회 회원자격 박탈 ② 제보자가 고의로 허위제보를 하였을 경우 위원회의 결정에 따라 연구 부정행위자 수준과 동일한 제재를 가할 수 있다.

This regulation shall enter into force on October 24, 2008 (enactment)

본 규정은 2008년 10월 24일부터 시행한다(제정)

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 향상시켜 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 한국소음진동공학회
법인 The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

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