

한국소음진동공학회논문집

Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering

Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering

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

한국소음진동공학회논문집

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

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

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

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

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

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

한국소음진동공학회논문집

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

창간 및 발행 : 이 논문집은 1991년 8월 “소음·진동(Journal of KSNVE/격월간)”로 창간되어, 2001년 7월

한국소음진동공학회논문집(Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Transactions of the KSNVE)으로 분리하여 격월간 발행되고 있습니다.

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

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

Trans. Korean Soc. Noise Vib. Eng.

Volume 29 Number 4

August 2019

Published by The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

Published on August 20, 2019(Bi-monthly)

Publisher Hong-Jae Yim(President, KSNVE)

Manuscript(Managing) Editor Jin Tai Chung(Vice president, KSNVE)

Journal Office Renaissance Officetel 1406-ho, 69, Seochojungang-ro, Seocho-gu, Seoul, 137-729 KOREA
Tel 82-2-3474-8002/8003 | Fax 82-2-3474-8004 | <http://Journal.ksnve.or.kr> | E-mail ksnve@ksnve.or.kr

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

Copyright © The Korean Society for Noise and Vibration Engineering.

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

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

Editorial Board

Editor-in-Chief

Prof. **Jin Tai Chung**

Department of Mechanical Engineering, Hanyang University

jchung@hanyang.ac.kr

Tel : +82-31-400-5287

Editors

Prof.

Jun Hong Park

Department of Mechanical Engineering, Hanyang Univ.

parkj@hanyang.ac.kr

Tel : +82-2-2220-0424

Prof.

Jong Kwan Ryu

Department of Architecture, Chonnam Univ.

jkryu@jnu.ac.kr

Tel : +82-62-530-1631

Prof.

Soo Il Lee

Department of Mechanical Information Engineering, UOS

leesooil@uos.ac.kr

Tel : +82-2-6490-2393

Prof.

Won Ju Jeon

Department of Mechanical Engineering, KAIST

wonju.jeon@kaist.ac.kr

Tel : +82-42-350-3219

Field Leaders

Prof.

Chan Jung Kim

(Pukyong National Univ.)

Prof.

Jae Eun Kim

(Catholic Univ. of Daegu)

Prof.

Cheol Ung Cheong

(Pusan National Univ.)

Prof.

Jung Woo Sohn

(Kumoh National Institute of Technology)

Dr.

Deuk Sung Kim

(NVT)

Dr.

Young Cheol Huh

(KIMM)

Dr.

Hong Seok Yang

(LHI)

Dr.

Young Soo Seo

(ADD)

Board Members

Byung Chang Jung

(KIMM)

Byung Kwon Lee

(KEI)

Chang Yull Lee

(Chosun Univ.)

Do Young Ko

(KHNP)

Eun Rim Baek

(Seismic Simulation Test Center)

Han Shin Seol

(KRISO)

Hang Kim

(KOMERI)

Hyeong Ill Lee

(Kyungpook National Univ.)

Hyo In Ko

(KRRI)

Hyu Sang Kwon

(KRISS)

Hyun Ung Oh

(Chosun Univ.)

Hyun Woo Park

(Dong-A Univ.)

Hyun Wook Lee

(KRRI)

In Hyung Yang

(LG Electronics)

In Soo Son

(Dong-eui Univ.)

Jae Sung Bae

(Korea Aerospace Univ.)

Jae Won Lee

(NIER)

Jae Young Kang

(Kongju Univ.)

Je Heon Han

(KPU)

Jeong Ho Jeong

(FILK)

Ji Woo Yoo

(Hyundai Motor Group)

Ji Hyun Lee

(KIMM)

Jin Gyun Kim

(Kyung Hee Univ.)

Jin Woo Lee

(Ajou Univ.)

Jin You

(Samsung Electronics)

Jong Hak Lee

(LG Nex1)

Jong Jae Lee

(Sejong Univ.)

Jong Seok Oh

(Kongju National Univ.)

Joon Hee Ko

(NECRC)

Jung Bin Im

(Daewoo E&C)

Jung Soo Ryue

(Ulsan Univ.)

Kuk Su Kim

(DSME)

Kwan Woo Hong

(Samsung Electronics)

Kyoung Woo Kim

(KICT)

Kyung Taek Lee

(KNUe)

Lae Hyong Kang

(Chonbuk National Univ.)

Nam Cheol Kang

(Kyungpook National Univ.)

Pyoung Jik Lee

(Liverpool Univ.)

Pyung Sik Ma

(KIMM)

Sang Jin Oh

(Jeonnam Provincial College)

Se Jin Ahn

(Uiduk Univ.)

Seon Jun Jang

(Hoseo Univ.)

Seung Chul Lee

(POSTECH)

Seung Yup Yoo

(LG Electronics)

Soo Hong Jeon

(DTaQ)

Sung Chan Lee

(Yongsan Univ.)

Won Hyun Kim

(Hyundai Heavy Industries)

Yong Hee Kim

(KCL)

Yong Hwa Park

(KAIST)

Yun Ho Seo

(KIMM)

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

한국소음진동공학회논문집

2019년 8월

제 29 권 제 4 호 통권 249호

목 차

토크 변동조건에서의 유성기어세트 동적 거동 해석 모델링에 대한 연구	이현구 · 김무석 · 홍사만 · 유동규 · 아멧 칼만 · 데이빗 탈봇 ...	445
초전도 EDS 시스템 캡슐열차의 동특성 연구	윤란희 · 유원희 · 이진호 · 이창영 · 이관섭 ...	453
동적하중을 받는 항공기 외부장착물의 피로수명 예측에 대한 연구 ...	정희인 · 박지환 · 손동훈 · 장중윤 ...	462
스톡브릿지 댐퍼를 장착한 송전선의 진동해석	구재량 · 송오섭 ...	470
바닥충격음 연구현황 및 전망	정 정 호 ...	477
스프링 요소를 이용한 멀티와이어쏘 장비의 베어링 배치 설계에 관한 연구	박혜량 · 이준영 · 임홍재 · 정재일 ...	488
신호처리를 이용한 노크센서의 엔진진동 측정에 대한 연구	김용현 · 고대철 ...	495
유체-구조간 결합을 고려한 진동-음향 모델의 축소	김수민 · 채수원 · 박광춘 · 김진균 ...	500
타공형 석고보드 천장적용에 따른 중량충격음 저감 효과분석	신혜경 · 김경우 ...	511
음향상사법을 이용한 멀티콥터형 소형무인기의 공력 소음 예측	이학진 · 이덕주 ...	518
다구치방법과 전달행렬법을 이용하여 지반진동을 받는 감쇠전단구조물의 진동저감 연구	조찬우 · 이정우 · 김동원 · 이정윤 ...	527
시간 영역 설계 사양을 위한 강인한 P^2/LTR 제어	서 상 민 ...	535
에어컨 실내기 냉매 소음의 정량적 평가 인덱스 개발	정운창 · 오재응 ...	542
가변형 Magneto-rheological Elastomer 동흡진기의 설계	정운창 · 오재응 ...	548

C • O • N • T • E • N • T • S

- Research for the Modeling of the Dynamic Analysis for the Planetary Gear Sets
under the Torque Fluctuation ... Lee, H. K., Kim, M. S., Hong, S. M., Yoo, D. K., Kahraman, A.
and Talbot, D. ... 445
- Study on Dynamic Characteristics
of Superconducting Capsule Train Yoon, R. H., You, W. H., Lee, J. H., Lee, C. Y.
and Lee, K. S. ... 453
- Study on Fatigue Life Estimation of an Aircraft External Store
under Dynamic Loads Jeong, H. I., Park, J. H., Son, D. H. and Jang, J. Y. ... 462
- Vibration Analysis of Transmission Line with Stockbridge Dampers Koo, J.-R. and Song, O.-S. ... 470
- Review and Perspective on the Researches of Floor Impact Sound Jeong, J. H. ... 477
- Study on the Bearing Arrangement of Multi-wire Saw Equipment
Using Spring Elements Park, H. R., Lee, J. Y., Yim, H. J. and Jeong, J. I. ... 488
- A Study on Engine Vibration Measurement
of Knock Sensor Using Signal Processing Kim, Y. H. and Ko, D. C. ... 495
- Performance of Multiphysics Model Reduction
of Vibro-acoustic Coupled Problem Kim, S. M., Chae, S.-W., Park, K. C. and Kim, J.-G. ... 500
- Analysis Effects of Perforated Gypsum Board Ceiling Structure
for Floor Impact Sound Reduction Shin, H. K. and Kim, K. W. ... 511
- Prediction of Aerodynamic Noise Radiated from a Small Multicopter Unmanned
Aerial Vehicle using Acoustic Analogy Lee, H. J. and Lee, D.-J. ... 518
- Study on Vibration Reduction of Shear Damping Structure Subjected to Ground Vibration
Using the Taguchi Method and Transfer Matrix Method Jo, C. U., Lee, J. W., Kim, D.-W.
and Lee, J. Y. ... 527
- Robust P^2/LTR Control for Time Domain Design Specification Suh, S. M. ... 535
- Development of Refrigerant-induced Noise Quantitative Index
for Air Conditioner Indoor Unit Jeong, U.-C. and Oh, J.-E. ... 542
- Design of Variable Magnetic-rheological Elastomer-based
Dynamic Vibration Absorber Jeong, U.-C. and Oh, J.-E. ... 548

토크 변동조건에서의 유성기어세트 동적 거동 해석 모델링에 대한 연구

Research for the Modeling of the Dynamic Analysis for the Planetary Gear Sets under the Torque Fluctuation

이 현 구[†] · 김 무 석^{*} · 홍 사 만^{*} · 유 동 규^{*} · 아멧 칼만^{**} · 데이빗 탈봇^{**}
Hyun Ku Lee[†], Moo Suk Kim^{*}, Sa Man Hong^{*}, Dong Kyu Yoo^{*},
Ahmet Kahraman^{**} and David Talbot^{**}

(Received February 26, 2019 ; Revised July 22, 2019 ; Accepted July 24, 2019)

Key Words : Neutral Control(중립제어), Planetary Gear Noise(유성기어 소음), Torque Fluctuation(토크 변동)

ABSTRACT

In this paper, to reduce planetary gear noise under the neutral control condition, a dynamic analysis model for multi-stage planetary gear trains of the HMC 6th speed automatic transmissions under a torque fluctuations condition is proposed. The natural frequencies of its system are computed by solving the corresponding eigenvalue problem. Moreover, some forced torque fluctuation response to the planetary gear system is applied to check its influence during neutral control. By undertaking some parameter studies for analysis modeling, an underdrive brake torque fluctuation and underdrive hub inertia are observed to be the most effective factors of the HMC 6th speed automatic transmission's planetary gear noise under the neutral control condition. To reduce neutral control planetary gear noise, the underdrive torque fluctuation should be reduced whereas underdrive hub inertia should be increased. However, every transmission has some torque fluctuations caused by the valve body control response and friction component characteristic and those also have some manufacturing quality distributions. Therefore, control component inertia is an important item in the neutral control condition. To adapt the neutral control to a next-generation transmission, its control component inertia should be above a certain value.

기 호 설 명

K : 강성 매트릭스
 M : 질량 매트릭스
 Φ : 변위 매트릭스

1. 서 론

자동변속기가 적용된 차량에서 중립제어(neutral control)는 토크컨버터에서 걸리는 부하를 최소화하여 연비를 개선하고자 하는 방법으로 'D'단에서 'N'단과 유사하게 제어를 하는 것이다. 이 기술은 비용

[†] Corresponding Author ; Member, Hyundai Motor Company
E-mail : hk-lee@hyundai.com
^{*} Hyundai Motor Company
^{**} Ohio State University

A part of this paper was presented at the KSNVE 2018 Annual Spring Conference
[‡] Recommended by Editor Jun Hong Park
© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

을 들이지 않고, 로직 변경으로 연비를 개선할 수 있는 방법 중 하나이기 때문에 2000년도 초반에 여러 자동차 회사에서 경쟁적으로 적용하였다. 그러나, 중립제어 진입 중 충격이 발생하거나, 중립제어 중 운전자가 주행을 하고자 가속페달을 밟으면, 제어요소의 급격한 결합 등으로 충격이나, 이음 등이 발생하고, 발진 지연감 등 여러 가지 문제점을 동반하는 단점이 있다. 뿐만 아니라, 중립제어 중에는 변속기 내부의 유성기어, 베어링 등과 같은 회전요소가 정지해 있다가 회전을 하기 시작하면서 이음을 만들거나, 회전불균형에 의해 간헐적인 시트 진동을 유발하기도 한다. 따라서 개발 차량에 중립제어를 적용한다는 것은 이러한 문제점들을 잠재적으로 내포하고 있다는 것을 의미한다.

일반적으로 기어는 제조상의 품질 불량 발생을 제외하고 ‘N’단 조건에서는 소음이 발생하지 않는다. 그러나 ‘N’단과 유사한 중립제어 조건에서는 큰 토크가 적용되지도 않는데 회전하는 유성기어 소음이 인지된다.

현대자동차의 6속 자동변속기에 적용된 중립제어는 언더드라이브(UD) 브레이크를 통하여 제어한다. 언더드라이브 브레이크를 제어하면 제어하는 동안 아주 미세하지만 입력 토크 변동이 가해진다. 이것이 회전하는 유성기어시스템에 어떠한 영향을 미쳐서 소음을 유발하는지 확인할 수가 없다. 따라서 유성기어세트를 모델링하고 해석하여 유성기어 소음에 영향을 미치는 인자 등을 검토하고 근본적인 원인을 제거할 수 있는 방안 강구가 필요하였다.

유성기어 소음 개발에 관한 연구로는 ‘pRMC’라는 프로그램을 개발하여 소음에 유리한 기어 제원을 도출하여 설계하거나, 유성기어 전달오차를 측정할 수 있는 측정장비를 개발하는 연구가 국내에서 진행되었고, 동적 특성 모델링과 관련된 연구도 다양하게 진행되었다⁽¹⁻⁶⁾.

이 연구는 현대자동차에서 개발된 6속 자동변속기의 중립제어 조건하에서 유성기어세트를 단순화 모델링하고 각 요소의 질량, 강성, 질량 관성 모멘트 등을 이용하여 유성기어시스템이 어떻게 영향을 받는지를 확인하였다⁽⁷⁾.

뿐만 아니라, 설계인자연구를 통하여 가장 큰 영향인자를 발굴하고, 이를 통하여 다음 기종에서 예방설계를 한 사례를 제시하였다.

2. 본 론

2.1 모델링

유성기어세트를 단순화 모델링하기 위해서는 몇 가지 가정과 조건이 필요하다. 이 연구에서 도입한 모델링 가정은 다음과 같다.

비선형성을 유발하는 백래시에 의한 치 분리는 없으며, 치 강성은 시간에 대해 일정하다. 즉, 기어의 치 강성과 전달오차는 다이나믹 조건에서도 변함이 없다는 것이다. 이 연구에서 적용한 유성기어세트 모델링 구성 요소는 기어와 케리어 본체 등 강체 요소의 질량과 질량 관성 모멘트, 기어 치합 요소(거리 등)에 의한 기어 치합 힘과 모멘트, 기어 강체 변위, 기어 치합 힘에 의한 강성, 베어링 강성, 기타 부재 강성, 입력 가진 등으로 구성하였다.

기어 치합 요소는 Figs. 1, 2에 표기한 것과 같이

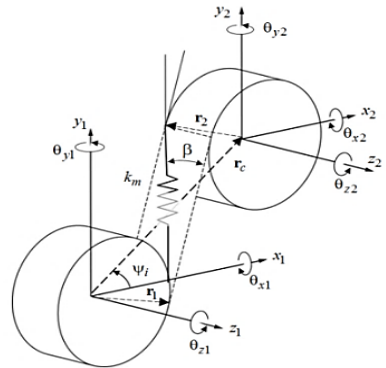


Fig. 1 Schematic between the sun and pinion gear

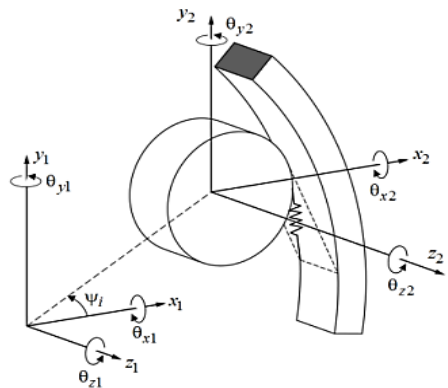


Fig. 2 Schematic between the ring and pinion gear

두 개의 기어쌍을 기본 실린더 연결로 구성하고 각각의 위치와 일정한 강성으로 기어 치합을 표현하였다. 이러한 선형 치합 강성과 선형 변위 가진을 개별 기어의 자유도(DOF)에 연결시키기 위해 두 개의 기본 실린더의 연결 지점은 각 기어의 중심에서 일정한 거리와 각도로 정의하였다.

특히 유성기어쌍에 대한 일반적인 수식은 피니언 기어들의 위치각에서 x 축 위에 있는 것으로 가정하였다. 여러 개의 피니언 기어들은 이들 축의 상대적인 위치를 변화시키는 것으로 하여 전체 강성 행렬로 표현하였다. 축간 거리 d 가 주어지면 두 기어의 중심을 연결하는 벡터는 두 개의 기본 실린더와 두 접촉면의 단위 법선을 연결하는 벡터를 제공한다. 기어의 강체 변위 벡터는 두 개의 기어쌍에 대하여 x, y, z 의 3차원과 회전방향 $\theta_x, \theta_y, \theta_z$ 의 3차원으로 구성하였으며 이를 기어쌍 강체의 변위벡터로 Φ_m 표현하면 식 (1)과 같다. 기어 또는 캐리어의 질량과 질량 관성 모멘트의 매트릭스는 식 (2)와 같이 표현하였다. 기어가 치합을 형성할 때 기어쌍에 걸리는 힘과 모멘트벡터는 단위 벡터를 포함하여 식 (3)과 같이 표현하였다.

$$\Phi_m = \{x_1 \ y_1 \ z_1 \ \theta_{x1} \ \theta_{y1} \ \theta_{z1} \ x_2 \ y_2 \ z_2 \ \theta_{x2} \ \theta_{y2} \ \theta_{z2}\}^T \quad (1)$$

$$M_g = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{xx} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & I_{yy} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_{zz} \end{bmatrix} \quad (2)$$

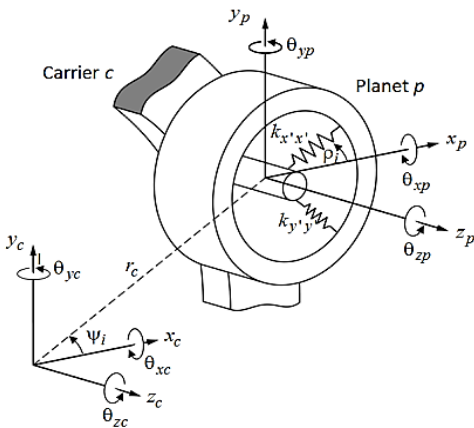


Fig. 3 Schematic between the carrier and pinion gear

$$P_m = \begin{bmatrix} F_1 \\ M_1 \\ F_2 \\ M_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{n}_1 \\ -r_1 \times \bar{n}_1 \\ \bar{n}_2 \\ -r_1 \times \bar{n}_2 \end{bmatrix} F_m \quad (3)$$

$$= k_m \begin{bmatrix} \bar{n}_1 \\ -r_1 \times \bar{n}_1 \\ \bar{n}_2 \\ -r_1 \times \bar{n}_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{n}_1 \\ -r_1 \times \bar{n}_1 \\ \bar{n}_2 \\ -r_1 \times \bar{n}_2 \end{bmatrix}^T \Phi_m$$

$$K_b = \begin{bmatrix} k_{xx} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_{yy} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_{zz} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_{\theta_x} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & k_{\theta_y} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k_{\theta_z} \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$G_{pc} = \begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & r_{pin} \sin(\rho_i) \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & -r_{pin} \cos(\rho_i) \\ 0 & 0 & -1 & -r_{pin} \sin(\rho_i) & r_{pin} \cos(\rho_i) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$K_{pc} = \begin{bmatrix} K_{pb} & K_{pb} G_{pc} \\ G_{pc}^T K_{pb} & G_{pc}^T K_{pb} G_{pc} \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$\begin{Bmatrix} P_p \\ P_c \end{Bmatrix} = K_{pc} \begin{Bmatrix} \Phi_p \\ \Phi_c \end{Bmatrix} \quad (7)$$

$$M = \begin{bmatrix} M_{gs} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M_{gr} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_{p1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & M_{p2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & M_{p3} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & M_{gc} \end{bmatrix} \quad (8)$$

$$K = \text{Diag}[K1 \dots Kj \dots KJ] + K_{\text{Connection}} + K_{\text{Support}} \quad (9)$$

$$F(t) = [F1(t) \dots Kj(t) \dots KJ(t)]^T \quad (10)$$

$$M\ddot{\Phi}(t) + K\Phi(t) = 0, \quad [K - \omega^2 M] U = 0 \quad (11)$$

피니언기어 베어링의 강성벡터는 식 (4)와 같이 구성하고, Fig. 3에 나타난 것과 같이 피니언기어와 캐리어 사이의 위치를 이용하여 매트릭스를 구성하면 식 (5)와 같다. 여기서 r_{pin} 은 캐리어 중심에서 피니언

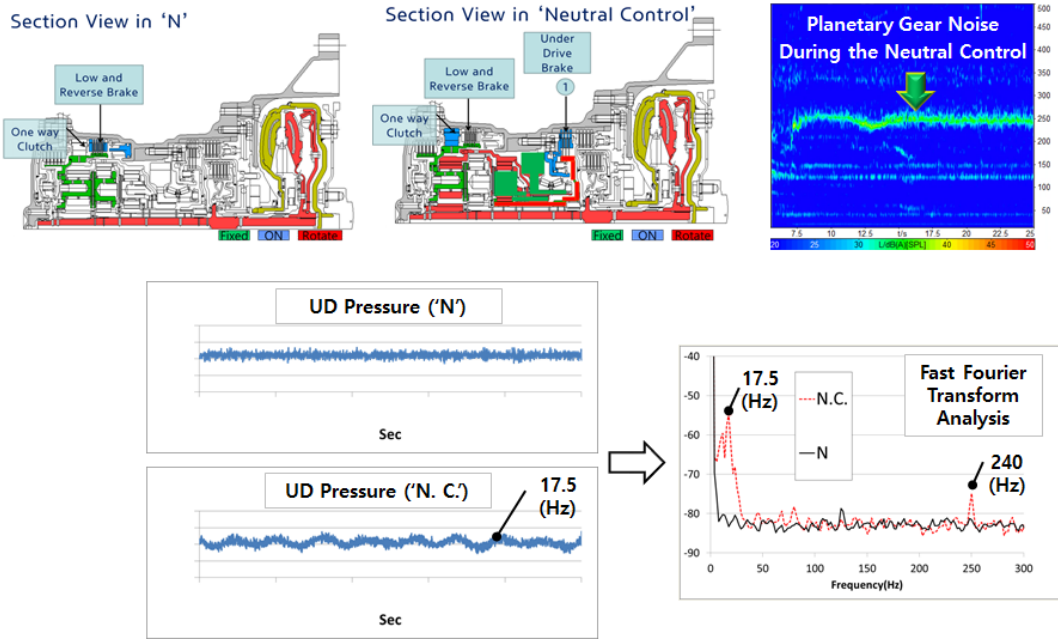


Fig. 4 UD pressure differences between 'neutral control' and 'N' conditions of the 6th speed automatic transmission noise condition in the vehicle

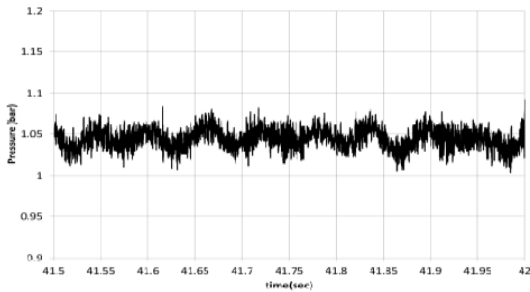


Fig. 5 UD pressure fluctuation during the neutral control

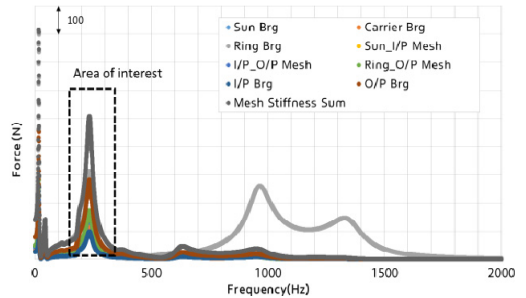


Fig. 6 Analysis results of the planetary modeling under the neutral control

기어 중심까지의 반경이며, ρ_i 는 전체 좌표계와 베어링 좌표계 사이의 각도를 나타낸 것이다.

피니언기어와 케리어의 자유도 사이의 관계를 이용하여 식 (6)과 같이 강성 벡터를 나타내었다.

여기서 K_{pb} 는 피니언에 걸리는 힘, $K_{pb}G_{pc}$ 는 피니언 움직임에 기인된 케리어에 걸리는 힘, $G_{pc}^TK_{pb}$ 는 케리어 움직임에 기인되어 피니언기어에 걸리는 힘, $G_{pc}^TK_{pb}G_{pc}$ 는 케리어 움직임에 의해 케리어에 걸리는 힘에 대한 것들을 나타낸 것이다.

식 (6)과 같이 피니언기어와 케리어의 강성벡터를 구하고 피니언기어와 케리어의 위치 벡터를 이용하여 베어링 변형에 의한 피니언기어와 케리어의 전체

하중 벡터를 식 (7)과 같이 표현하였다. 전체 시스템 조합은 선기어, 피니언기어, 링기어, 케리어 등을 구분하여 나타내었다. 전체 질량 매트릭스는 식 (8)과 같다. 전체 강성 매트릭스는 식 (9)와 같이 표현하고 가진벡터는 식 (10)과 같이 구성하였다. 이렇게 하여 전체 유성기어 트레인의 운동방정식 (11)을 구성하고 해석하였다.

2.2 중립제어 현상 단순화 모델링

Fig. 4는 현대자동차 6속 자동변속기에 적용된 중립제어에 대한 현상을 설명한 것으로 언더드라이브

브레이크를 유압 제어하여 중립제어를 구현한다. 이때 품질이 좋지 않은 기어가 탑재되어 있는 경우에는 유성기어 소음이 발생하는 것을 확인할 수 있다. Fig. 5는 중립제어 중의 언더드라이브 압의 변동을 보인 것이다. 약 10% 정도의 제어 압력 변동과 17.5 Hz의 가진주파수를 확인할 수 있다. 식 (12)와 같이 언더드라이브의 압력을 마찰계 면적과 반경, 마찰계수 등을 이용하면, 실제로 제어하는 언더드라이브 브레이크의 토크 성분으로 변환할 수 있다.

$$T = \mu \times P(t) \times A \times R \tag{12}$$

μ : Friction coefficient, $P(t)$: Pressure profile
 A : Area, R : Effective radius

2.3 모델링 해석

Fig. 6은 2.1절에서 언급된 유성기어세트의 모델링, 중립제어 현상과 경계조건 등을 이용하여 해석한 결과로 유성기어세트를 구성하는 각 요소에 걸리는 힘을 도식화한 것이다. Fig. 7은 Fig. 6의 유성기어 소음이 발생하는 관심 대역을 확대한 것으로 Fig. 7에서 유성기어 치합성분이 ‘N’단 조건과 중립제어 조건에서 큰 차이가 있는 것을 확인할 수 있다. 특히 약 17 Hz 대역의 가진에 의한 주파수 이외에 240 Hz 대역에 시스템 공진주파수가 존재하는 것을 확인할 수 있다. 240 Hz 대역은 유성기어가 중립제어 조건에서 회전하기 시작하면 나타나는 유성기어 가진주파수 영역이기도 하다.

이것은 6속 자동변속기가 약 240 Hz 대역에 유성기어시스템 공진을 가지고 있으며, 중립제어 조건에서 언더드라이브 브레이크 제어에 의한 가진력 토크 변동이 들어오면, 그 크기가 증폭이 된다는 것을 보여준 것이다.

Fig. 7에서 보면 ‘N’단 조건에서의 크기는 ‘N. C.’(중립제어) 조건 대비 3% 정도의 작은 값이다. 이러한 모델링 해석을 통하여 중립제어시 유성기어 소음은 품질 이외 유성기어시스템 공진이라는 또 다른 원인이 있다는 것을 파악하였다.

중립제어 조건의 해석결과를 기초로 하여 회전하는 요소와 마찰제, 베어링 강성 등의 설계인자 연구를 수행하였다. 목표는 중립제어 조건하에서 크기를 80% 이상 개선할 수 있는 아이템을 발굴하는 것으로 하였다.

Fig. 8은 설계인자 연구를 위한 요소들을 보인 것으

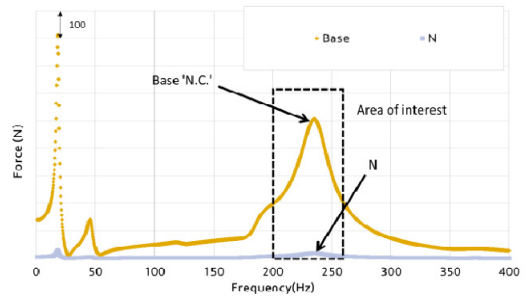


Fig. 7 Analysis results between the ‘neutral(N)’ and the base ‘neutral control(N. C.)’ conditions

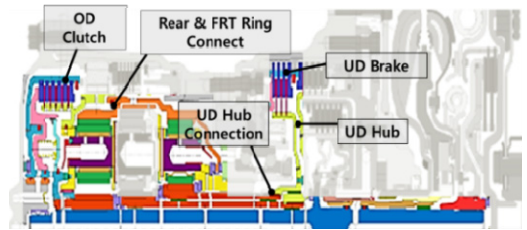


Fig. 8 Parameter study items

Table 1 Items and variations for parameter study

Case	OD inertia	UD input TQ (pressure)	UD inertia
Base ‘N. C.’	9.65E-03	2.73E+00	1.76E-03
× 0.5	4.83E-03	1.37E+00	8.80E-04
× 2	1.93E-02	5.47E+00	3.52E-03
× 5	4.83E-02	1.37E+01	8.80E-03
× 10	9.65E-02	2.73E+01	1.76E-02
N	9.65E-03	1.00E-02	1.76E-03

Items	Base	Case1	Case2	Case3	Case4	Case5
Ring stiffness	1.00E+08	1.00E+07	1.00E+04	1.00E+09	1.00E+10	1.00E+05

Units : inertia(kgm²), TQ(Nm), stiffness(Nm/rad)

로, 오버드라이브(OD) 클러치의 질량 관성 모멘트, 리어유성기어와 프론트유성기어의 연결부 강성, 언더드라이브 허브의 질량 관성 모멘트, 언더드라이브 브레이크 등으로 들어오는 입력 토크 변동 등 4가지 항목을 선정하였다. 선정된 각각의 구성요소는 양산이 가능한 조건 등을 고려하면서 영향성이 있는지를 점검하였다. Table 1은 4가지 요소들의 초기값과 변경된 값을 나타낸 것이다. 각각의 항목은 초기값의 0.5배, 2배, 5배, 10배 정도의 변경을 통하여 영향성을 점검하였다. 특히 리어와 프론트 링기어의 연결부 강성은 동력을 전달하는 변속기 구성 특성을 고려하였다.

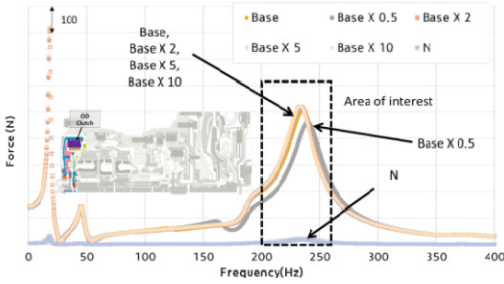


Fig. 9 Analysis results for the OD clutch inertia variations

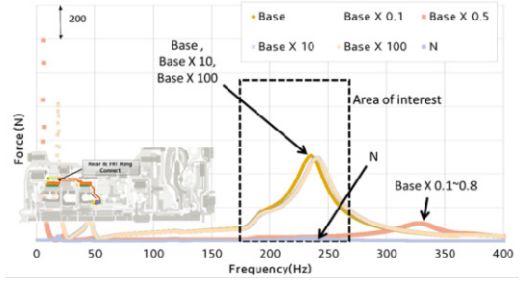


Fig. 12 Analysis results for the connection stiffness variations between the rear ring and front ring gear

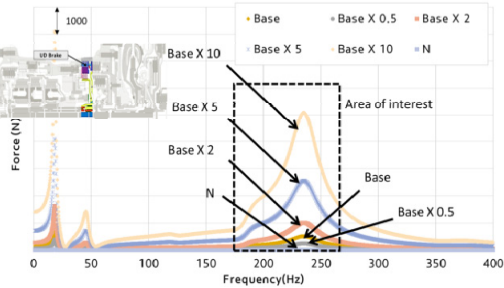


Fig. 10 Analysis results for the UD pressure fluctuation variations

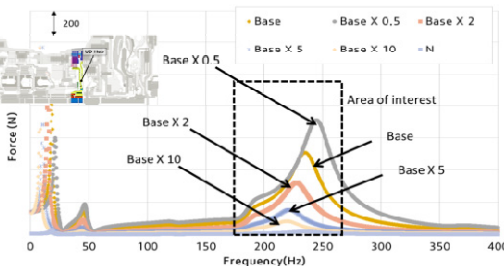


Fig. 11 Analysis results for the UD inertia variations

2.4 파라메터스터디

(1) 오버드라이브(OD) 클러치 질량 관성 모멘트 영향성

Fig. 9는 모든 요소를 고정하고 단지 오버드라이브 클러치의 질량 관성 모멘트만을 변경한 것으로 오버드라이브 클러치 질량 관성 모멘트 값이 변경되어도 영향성이 거의 없는 것을 확인할 수 있다. 관심대역인 240 Hz 대역의 크기를 비교해보면 0.5배 조건에서 약 9% 미만의 차이만 나타내고 있고 그 이외에는 3% 이내이다.

(2) 언더드라이브(UD) 입력 토크 변동 영향성

Fig. 10은 모든 요소를 고정하고 중립제어를 작동

하게 하는 언더드라이브의 입력 토크 변동의 영향성을 분석한 것이다. 언더드라이브 제어에 의해 입력되는 토크 변동에 따라 비례하며 영향성이 가장 크게 나타나는 것을 확인할 수 있다. 따라서 이러한 토크 변동을 효과적으로 제어하는 것이 중립제어시 유성기어 소음을 없애는 방법 중의 하나인 것으로 판단된다. 그러나 토크 변동은 유압을 제어하는 밸브바디내 솔레노이드의 성능, 마찰재의 마찰계수 특성, 오일온도에 따른 마찰재 특성 등이 영향을 미친다. 특히 밸브바디나, 마찰재는 생산공장의 품질에 따른 산포가 존재하여 정밀 제어에는 한계가 있는 것이 현실이다.

(3) 언더드라이브(UD) 질량 관성 모멘트 영향성

Fig. 11은 모든 요소를 고정하고 언더드라이브의 질량 관성 모멘트 변동의 영향성을 분석한 것으로 언더드라이브 질량 관성 모멘트에 의한 영향성이 다른 영향성에 비하여 상당히 큰 것을 확인할 수 있다. 언더드라이브 질량 관성 모멘트가 작아지면 주파수도 상승하고 크기도 상승하는 것을 확인할 수 있다. 언더드라이브 질량 관성 모멘트를 10배 정도 증가하면 크기가 약 85% 정도까지 개선되는 것을 확인할 수 있다. 반대로 50% 줄이면 크기가 140% 정도 증가하는 것을 확인할 수 있다. 일반적으로 자동변속기 설계자들이 변속기 효율을 향상시키기 위하여 변속기 내부 부품의 중량과 질량 관성 모멘트를 축소하는 방향으로 설계를 진행하고 있다. 그러나, 중립제어와 같은 로직을 반영한다고 하면 제어하는 요소의 질량 관성 모멘트는 일정 수준 이하로 축소하면 안 된다는 것을 확인한 사례가 되겠다.

(4) 링기어 연결부 강성 영향성

Fig. 12는 프론트와 리어 링기어의 연결부 강성을

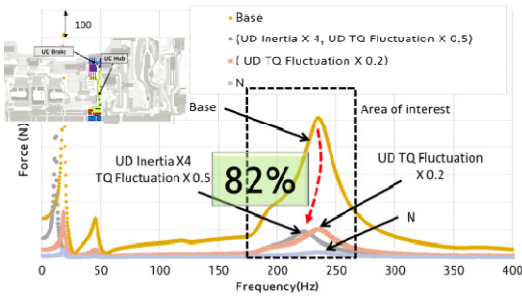


Fig. 13 Analysis results for changing the UD inertias and UD input torque fluctuations

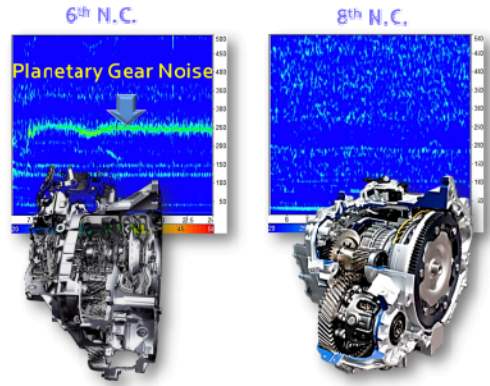


Fig. 15 Noise results comparisons between the 6th A/T and 8th A/T for neutral control test

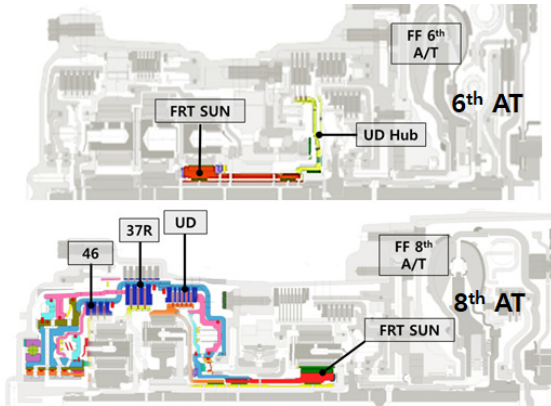


Fig. 14 A comparison between 6th A/T and 8th A/T for the UD control components

변경하여 유성기어 소음의 영향성을 살펴본 것이다. 이 연결부분의 강성을 축소하면 관심대역 주파수의 위치와 크기가 변동되는 것을 확인할 수 있으나, 6속을 구현하여 동력전달을 한다는 근본적인 기능을 수행하기 위해서는 연결부 강성 축소는 불가능한 것이다. 이 부분의 강성을 10배, 100배 증가시켜도 그 변화폭은 3% 미만으로 효과가 없다.

(5) 영향인자의 조합 및 고찰

Fig. 13은 앞서 언급된 영향인자 중 가장 영향성이 있는 언더드라이브 질량 관성 모멘트와 언더드라이브의 입력 토크변동의 조합을 통하여 개선량을 살펴본 것이다. 토크변동이 작으면 유성기어시스템이 마치 ‘N’단처럼 거동하므로 가장 유리하나, 변속기마다 상이한 유압 제어 품질 성능과 중립제어라는 조건에서는 토크 변동의 축소는 현실적으로 불가능하다. 따라서 현재의 변속기 내부 공간에서 언더드라이브의 질

량 관성 모멘트를 증대하고, 현실적인 토크 변동을 관리한다는 가정하에 분석을 해보면, 언더드라이브의 질량 관성 모멘트를 4배 정도 증대하고 토크변동을 50%로 축소하면, 약 82%정도의 개선효과가 있는 것을 확인할 수 있다. 이것은 단순한 토크변동을 80% 개선하는 것보다 우세한 수준이다.

지금까지의 결과를 근거로 하여, 중립제어 조건에서의 새로 개발된 전륜 8속의 제어요소 질량 관성 모멘트를 6속과 비교해보면 변속기의 종류에 따라 최소 13배에서 21배 정도 큰 것을 확인할 수 있다.

이렇게 전륜 8속의 제어요소 질량 관성 모멘트가 큰 것은 Fig. 14와 같이 언더드라이브 클러치에 37R 제어 클러치, 46제어클러치 등이 연결되는 구조로 구성되어 질량 관성 모멘트가 증대되어 있기 때문이다. Fig. 15는 실제 차량에서 전륜 6속과 8속의 중립제어 조건에서 유성기어 소음을 비교한 것이다. 전륜 8속은 유성기어 소음이 인지되지 않고 문제도 되지 않는다⁽⁷⁾. 즉, 신규 자동변속기를 개발할 때, 중립제어를 적용하려는 컨셉이 있다면, 해당 제어 요소의 질량 관성 모멘트를 일정한 값 이상이 되도록 레이아웃을 구성하여 설계하는 것이 향후 발생할 수 있는 문제점을 예방하는 설계기법이라 하겠다.

3. 결 론

이 연구의 결론은 다음과 같다.

첫째, 자동변속기의 유성기어시스템을 단순화 모델링하고 분석하여 입력 토크변동이 들어오는 중립제어

조건에서 약 240 Hz 대역의 유성기어시스템 공진이 존재함을 확인하였다. 이로 인하여 중립제어시 회전하는 유성기어 치합 주파수 대역이 불리한 것을 확인하였다.

둘째, 중립제어시 문제가 되는 240 Hz 대역의 크기를 줄이기 위해 다양한 인자별 설계인자 연구를 수행하였으며, 언더드라이브 브레이크를 제어하는 제어토크 변동량 진폭의 영향성이 가장 크고 비례적이었으며, 언더드라이브의 질량 관성 모멘트가 영향을 미친다는 것을 확인하였다. 그 외 요소들의 영향성은 3% 이내로 미미하였다.

셋째, 중립제어시 유성기어 소음을 개선하기 위해서는 제어 요소의 질량 관성 모멘트를 일정 수준 이상으로 증대해야 된다. 일반적으로 질량 관성 모멘트 증대는 내부 공간을 필요로 하기 때문에 초기에 결정되지 않으면 증대하는데 한계가 있다. 따라서 중립제어 로직을 반영하고자 한다면 컨셉 설계 단계에서 제어 요소의 질량 관성 모멘트를 특정한 수준 이상이 되도록 구성해야 한다. 전륜 8속 자동변속기의 경우에는 제어 요소의 질량 관성 모멘트 값이 6속 대비 기종에 따라 13배~21배 크다. 따라서 유압 변동에 의한 토크 변동과 기어 제작 품질 산포가 존재하더라도 중립제어 조건에서 소음 문제가 없는 것이다.

References

- (1) Inapolat, M. and Kahraman, A., 2008, Dynamic Modeling of Planetary Gears of Automatic Transmissions, Proc., IMechE., Vol. 222, No. 3, pp. 229~242.
- (2) Kahraman, A., 1994, Planetary Gear Train Dynamics, ASME J. Mech. Des., Vol. 116, No. 3, pp. 713~720.
- (3) Lee, H. K., Kim, M. S., Hur, J. W., Bae, D. H. and Kang, K. T., 2009, A Research For the Planetary Gear Considering Noise Development in FF 6th Stage Automatic Transmission, Proceedings of the ASME 2011 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference, Washington DC, USA, pp. 1~6.
- (4) Lee, H. K., Kim, M. S., Suh, H. S., Kim, J. H., Kahraman, A., Harianto, J. and Kwon, H. S., 2013, Research for the Development of a pRMC Program for the

Planetary Gear Noise, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 23, No. 7, pp. 669~674.

(5) Lee, H. K., Kim, M. S., Lee, S. H., Suh, H. S., Baek, S. B. and Kahraman, A., 2013, Development of a pRMC Program for Developing the Planetary Gear Noise in the Concept Design Stage, Proceedings of the KSAE Division Conference, pp. 150~155.

(6) Lee, H. K., Do, J. G., Hong, S. M., Yoo, D. K., Won, K. M., Chae, G. M. and Lee, T. H., 2014, A Research for a Development of the Test Equipment for Transmission Error of the Planetary Gear Carrier Pack, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 24, No. 7, pp. 549~554.

(7) Lee, H. K., Kim, M. S., Hong, S. M., Yoo, D. K. and Lee, H. B., 2018, A Dynamic Analysis Modeling for the Planetary Gear Sets under the Neutral Control, Proceedings of the KSAE Division Conference, pp. 22~23.



Hyun Ku Lee is a NVH Global R&D Master engineer in the Hyundai - Kia Motors Research and Development Division. He received his B.S. and M.S. degrees of Mechanical Engineering from the Konkuk University in 1995 and in 1997 respectively. He won a Jang Young-sil Award in 2010 and he is registered in the Marquis Who's Who in the World 2016, 33rd edition and in the 2000 Outstanding Intellectuals of 21st Century 10th edition 2016 of the International Biographical Centre. He also won the 1st Yang Bo Suk Technical Award in 2016 from the KSNVE. He developed several 6th, 8th speed ATs, a CVT, and Transmission error measurement equipment for external gear and planetary gear sets and a pRMC, a PTA program for gear NVH, CPA-RMC program for torque converter and also authored several papers related on the automatic transmission noise. His current research on automatic transmission's noise focused on the planetary gear, oil-pump, EOL, Transmission Error, torque converter, total backlash and so on.

초전도 EDS 시스템 캡슐열차의 동특성 연구

Study on Dynamic Characteristics of Superconducting Capsule Train

윤란희* · 유원희† · 이진호** · 이창영** · 이관섭**

Ranhee Yoon*, Wonhee You†, Jinho Lee**, Changyoung Lee** and Kwansup Lee**

(Received April 8, 2019 ; Revised May 24, 2019 ; Accepted May 24, 2019)

Key Words : Capsule Train(캡슐열차), Running Dynamic Characteristics(주행 동특성), Levitation Stiffness(부상 강성), Guidance Stiffness(안내강성), Electrodynamic Suspension(유도반발식 자기부상)

ABSTRACT

The capsule train is a subsonic high-speed transportation system adopting electrodynamic suspension using a superconducting magnet. As the capsule train travels in a levitated state by using magnetic levitation force at a certain speed, the dynamic characteristics under those conditions must be considered. In this study, the running dynamic characteristics of a capsule train were studied in the speed range of 210 km/h to 1080 km/h. To analyze the dynamic characteristics of a capsule train comprising one carbody and two bogies, the equations with 15 degrees of freedom for vertical, lateral, roll, pitch, and yaw directions were derived. Based on the characteristics of a side wall EDS system, the effects of running speed, levitation coil pitch, and vertical and lateral displacement were taken into account for the levitation stiffness and guidance stiffness, which function as primary suspensions of capsule train. In addition, irregularities of the guideway in the vertical and lateral directions were considered in the analysis. Finally, the displacement and acceleration of capsule train were analyzed in terms of specific frequencies and those magnitudes.

기 호 설 명

b_{air} : 차체 중심과 2차 현가장치 사이 거리(m)
 c_p : 1차 현가장치 수직 댐퍼(Ns/m)
 c_{pl} : 1차 현가장치 횡 댐퍼(Ns/m)
 h_{airb} : 대차 중심과 2차 현가장치 사이 높이(m)
 h_{airc} : 차체 중심과 2차 현가장치 사이 높이(m)
 h_{gud} : 대차 중심과 1차 현가장치 사이 높이(m)
 I_{bp} : 대차 피치 방향 관성 모멘트(kg·m²)

I_{br} : 대차 롤 방향 관성 모멘트(kg·m²)
 I_{by} : 대차 요 방향 관성 모멘트(kg·m²)
 I_{cp} : 차체 피치 방향 관성 모멘트(kg·m²)
 I_{cr} : 차체 롤 방향 관성 모멘트(kg·m²)
 I_{cy} : 차체 요 방향 관성 모멘트(kg·m²)
 k_s : 2차 현가장치 수직 스프링 강성(N/m)
 k_{sl} : 2차 현가장치 횡 스프링 강성(N/m)
 L_c : 차체 길이(m)
 L_p : 초전도 전자석 길이(m)

† Corresponding Author; Member, New Transportation Innovative Research Center, Korea Railroad Research Institute
E-mail : whyou@krii.re.kr

* Department of Railway System Engineering, University of Science and Technology

** New Transportation Innovative Research Center, Korea Railroad Research Institute

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

- m_b : 대차 질량(kg)
- m_c : 차체 질량(kg)
- τ_w : 부상코일 피치(m)
- w_{air} : 대차 중심과 2차 현가장치 사이 폭(m)
- w_w : 대차 중심과 1차 현가장치 사이 폭(m)

1. 서 론

캡슐열차는 진공에 가까운 튜브 안을 초고속 주행하는 차량으로, 기존의 열차와는 다르게 비접촉 초전도 전자석에 의한 유도반발식(EDS: electrodynamic suspension) 자기부상시스템을 채택하고 있다⁽¹⁾.

캡슐열차의 주행 동특성은 캡슐열차의 사양 및 자기부상시스템의 사양에 따라서 크게 좌우될 것으로 예측된다. 차체와 2대의 대차로 구성된 캡슐열차의 수직 방향 부상 주행 동특성에 대하여 이루어진 최근 연구에서는 수직, 피치, 롤 방향을 고려한 3개의 자유도에 대하여 총 9 자유도의 수학적 모델을 고려하였다⁽²⁾.

이 연구에서는 수직 방향뿐만이 아닌 횡 방향부상 주행 동특성까지 보기 위하여 차체와 2대의 대차 각각의 수직, 횡, 롤, 피치, 요 방향을 고려한 총 15 자유도의 수학적 모델을 도출하였다. 이 모델을 바탕으로 캡슐열차의 초기 사양과 EDS 자기부상시스템의 특성을 반영하여 부상 주행하는 210 km/h ~ 1080 km/h의 속도 영역에서의 캡슐열차의 부상 주행 동특성을 확인하였다.

2. EDS 자기부상시스템의 특성

캡슐열차에 적용된 측벽 EDS 자기부상시스템은 대차에 탑재된 초전도 전자석이 가이드웨이의 부상코일을 통과하며 발생하는 유도 자기장 사이의 반발력으로 부상력 및 안내력을 발생시킨다. 이때 부상력과 안내력은 대차와 가이드웨이 사이의 부상강성과 안내강성으로 표현되는데, 부상강성과 안내강성은 맥동현상을 띄며 차량 주행속도(v) 및 수직(z), 횡(y) 변위에 영향을 받는 특성을 가진다⁽²⁾. 이러한 특성은 캡슐열차의 동적 거동에 주요한 영향을 미치기 때문에 캡슐열차의 동특성 확인 시에 반드시 고려되어야 한다. 이와 같은 부상강성과 안내강성의 특성은 초전도 전자석을 이용한 EDS 자기부상 철도 시스템에 관한 연구를 참고하였다^(3,4).

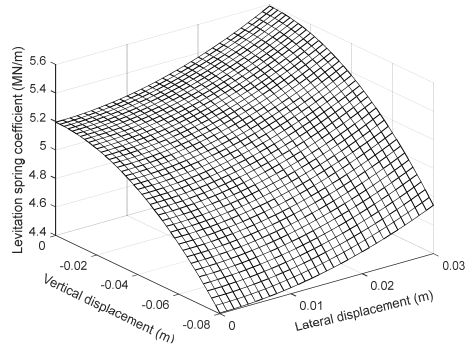


Fig. 1 Dependence of the levitation spring coefficient on y and z ($v = 140$ m/s, static)

2.1 부상강성

부상강성은 수직 변위 및 횡 변위에 비례하게 발생하는데, 식 (1)은 부상력에 대한 식을 바탕으로 도출한 부상강성의 근사식이다⁽³⁾. Fig. 1은 식 (1)을 바탕으로 주행속도가 140 m/s일 때 횡 변위와 수직 변위 변화에 따른 부상강성의 평균값 변화를 보여준다⁽³⁾. 이러한 경향은 다른 주행속도에서도 유사하게 나타나기 때문에 부상강성은 횡 변위와 수직 변위의 영향을 반영하고 맥동현상까지 고려하여 정리된 식 (1)을 통하여 분석에 적용되었다.

2.2 안내강성

안내강성은 차량의 횡 변위에 비례하고 수직 변위에 반비례하여 발생한다. 식 (2)는 안내력에 대한 식을 바탕으로 도출한 안내강성의 근사식인데, 횡 변위가 안내강성에 미치는 영향이 매우 미미하여 무시 가능한 수준으로 판단되어 안내강성은 수직 변위의 변화만을 고려했다⁽³⁾. Fig. 2는 주행속도가 140 m/s일 때 횡 변위와 수직 변위 변화에 따른 안내강성의 평균값 변화를 나타낸 것으로, 횡 변위가 0 m ~ 0.03 m까지 변하여도 안내강성은 큰 영향을 받지 않는 것을 확인할 수 있다⁽³⁾. 안내강성 또한 수직 변위 변화에 따른 경향이 다른 주행속도에서도 유사하게 나타나기 때문에 안내강성은 맥동현상까지 고려하여 정리한 식 (2)를 통해 캡슐열차의 동특성 분석에 반영되었다.

$$k_w = (1 + 84.3y^2)(5.43 - 129z^2) \times 10^6 e^{-\frac{6.18}{v}} + (1 + 171y^2)(6.85 e^{-\frac{1.43}{v}} - 156z^2) \times 10^5 \times \sin(2\pi vt / \tau_w) \quad (1)$$

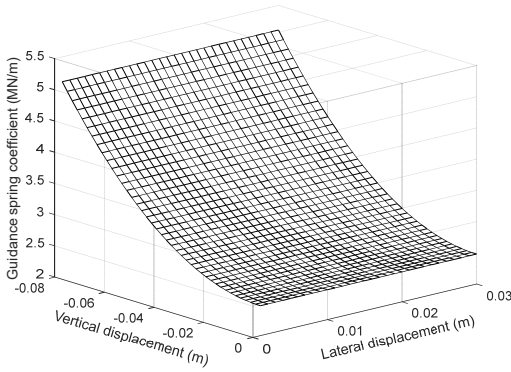


Fig. 2 Dependence of the guidance spring coefficient on y and z ($v = 140\text{m/s}$, static)

$$k_{gud} = (2.75 \times e^{-\frac{14.5}{v}} + 410z^2) \times 10^6 \quad (2)$$

$$+ (-7.18 + 5z^2) \times 10^5 \times \sin(2\pi vt/\tau_v)$$

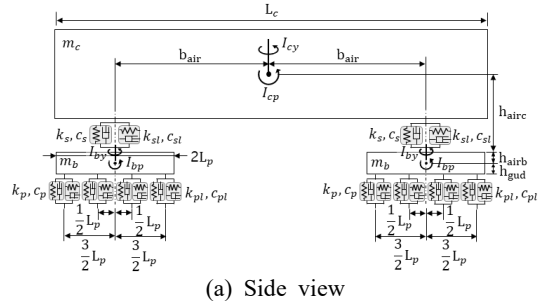
3. 캡슐열차의 주행 동특성 해석 모델

3.1 캡슐열차의 구성

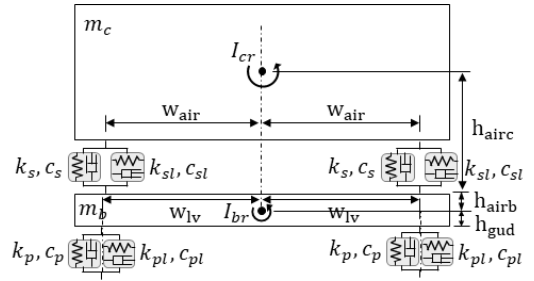
1대의 차체와 2대의 대차로 구성된 캡슐열차를 Fig. 3과 같이 간단히 도식화하였다. 2차 현가장치는 대차 중앙 좌우에 하나씩 위치하며, 1차 현가장치의 역할은 부상강성과 안내강성이 수행하기 때문에 대차에 탑재된 초전도 전자석의 구성을 그대로 반영하여 하나의 대차당 좌우에 4개씩 구성하였다. Fig. 3에 표기한 주요 파라미터 수치는 Table 1에 정리하였으며^(1,4,5), 값이 정의되지 않은 부상강성 k_p 와 안내강성 k_{pl} 은 앞서 나온 식 (1)과 식 (2)를 통하여 적용되었고, 부상댐핑 c_p 와 안내댐핑 c_{pl} 의 값은 EDS 자기부상 시스템의 댐핑 특성을 참고하여 결정하였다^(5,6).

3.2 수학적 모델

이 논문에서는 Fig. 3을 바탕으로 전부 대차, 후부 대차, 차체 모두 수직, 횡, 롤, 피치, 요 방향의 동특성이 고려된 15 자유도의 수학적 모델을 구성하였다⁽²⁾. 구성된 수학적 모델을 상태공간식으로 정리하면 다음 식 (3)과 같이 표현되며, 이때 상태 벡터 x 와 상태 행렬 A , 입력 행렬 B 및 출력 행렬 C^* 는 식 (4) 및 식 (5)와 같이 표현된다. 식 (5)에서 M 은 질량 행렬, C 는 댐핑 행렬, K 은 강성 행렬을 의미한다⁽²⁾. 캡슐열차의 동특성 분석을 위한 시뮬레이션 수행 시에 식 (5)의



(a) Side view



(b) Front view

Fig. 3 Dynamic model of capsule train with main parameters

행렬들을 통한 상태공간식 형태의 수학적 모델을 활용하였다.

$$\dot{x} = Ax + Bu, \quad y = C^*x \quad (3)$$

$$x = [z_{b1} \ z_{b2} \ z_c \ y_{b1} \ y_{b2} \ y_c \ \theta_{b1} \ \theta_{b2} \ \theta_c \ \phi_{b1} \ \phi_{b2} \ \phi_c \ \psi_{b1} \ \psi_{b2} \ \psi_c \ \dot{z}_{b1} \ \dot{z}_{b2} \ \dot{z}_c \ \dot{y}_{b1} \ \dot{y}_{b2} \ \dot{y}_c \ \dot{\theta}_{b1} \ \dot{\theta}_{b2} \ \dot{\theta}_c \ \dot{\phi}_{b1} \ \dot{\phi}_{b2} \ \dot{\phi}_c \ \dot{\psi}_{b1} \ \dot{\psi}_{b2} \ \dot{\psi}_c]$$

$$A = \begin{bmatrix} 0_{15 \times 15} & I_{15 \times 15} \\ -M^{-1}K & -M^{-1}C \end{bmatrix},$$

$$B = \begin{bmatrix} 0_{15 \times 15} \\ M^{-1} \end{bmatrix},$$

$$C^* = [I_{30 \times 30}] \quad (5)$$

3.3 해석 시스템 설계

캡슐열차의 동특성 해석 시스템은 Fig. 4와 같이 MATLAB/Simulink S/W를 통해 설계되었다^(2,7). 캡슐열차의 수학적 모델은 상태방정식 형태로 vehicle model 블록으로 구성되어 있다. 부상강성과 안내강

Table 1 Main parameters of capsule train

Parameter	Value	Parameter	Value
m_b	10 467 kg	I_{br}	10 000 kg·m ²
m_c	16 361 kg	I_{cr}	16 700 kg·m ²
L_c	18 m	I_{bp}	612 000 kg·m ²
L_p	0.45 m	I_{cp}	1 040 000 kg·m ²
b_{air}	7.4 m	I_{by}	1 190 000 kg·m ²
h_{airb}	0.497 m	I_{cy}	970 000 kg·m ²
h_{airc}	-0.102 m	k_s	372 600 N/m
h_{gud}	0.07 m	k_{sl}	166 700 N/m
w_{air}	0.4 m	c_p	2450 Ns/m
w_{lv}	0.63 m	c_{pl}	400 Ns/m
p_{lv}	0.45 m	c_s	3726 Ns/m
		c_{sl}	1677 Ns/m

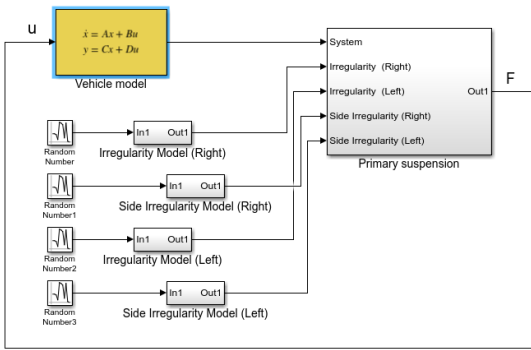


Fig. 4 Modeling of capsule train with simulink S/W

성의 변화 및 가이드웨이의 불규칙⁽⁸⁾에 의하여 발생하는 힘은 primary suspension 블록에 반영되어 상태 방정식 상에서 외력으로 해석된다. 앞서 언급하였듯이 시뮬레이션 수행은 캡슐열차가 부상 주행하는 210 km/h~1080 km/h의 속도 영역에 대하여 1500초 동안 이루어졌다.

4. 분석 결과

4.1 동적 변위 분석

(1) 시간 영역에서 변위의 변화

캡슐열차의 주행속도가 810 km/h일 때, 시뮬레이션이 수행된 시간 영역에서 변위의 변화 결과는 횡 방향에 대하여 Fig. 5와 같다. Fig. 5에서 대차와 차체의 전체적인 경향은 가이드웨이의 불규칙에 영향을 받아 유사하게 나타나지만, 고주파 성분이 차체에 비하여 전부 대차와 후부 대차에 많이 포함되어 있음을 알 수 있다. 주파수 분석을 수행하면 Fig. 6에서 보는

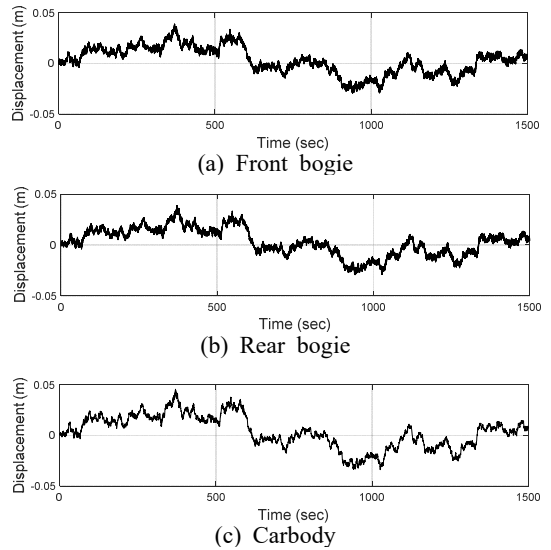


Fig. 5 Lateral displacement of front bogie, rear bogie and carbody ($v = 810$ km/h)

바와 같이 대차에는 고주파 성분이 나타나고 차체에는 저주파 성분이 나타남을 확연히 알 수 있다. 이는 2차 현가장치가 고주파수 성분을 차단하기 때문으로 판단된다.

(2) 변위의 주파수 분석

시뮬레이션 결과를 바탕으로 캡슐열차의 각 방향 변위에 대한 주파수 특성을 분석하였다. 주파수 분석의 정확도를 향상을 위하여 1500초간의 시뮬레이션 결과 데이터를 20개 구간으로 나누어 주파수 분석을 수행한 후 주파수 영역에서 평균을 계산하였다. 앞서서도 언급하였지만, Fig. 6은 캡슐열차의 주행속도가 810 km/h일 때의 횡 방향에 대한 주파수 분석 결과이다. 차체는 약 1 Hz에서, 대차는 약 10 Hz에서 주목할 만한 크기의 피크가 나타나는 것을 확인할 수 있다.

각각의 방향에 대하여 살펴볼 주요한 피크 주파수 성분 값은 Table 2와 같이 정리하였다. Table 2에서 F는 전부 대차, R은 후부 대차, C는 차체를 의미하는데, 운동 방향 및 대차와 차체에 따라 주요 주파수 성분은 다르게 나타났다. Table 2를 통해 알 수 있듯이, 최종적으로 살펴볼 주요 피크 주파수 성분은 0.46 Hz, 0.67 Hz, 0.9 Hz, 1.03 Hz, 1.1 Hz, 1.64 Hz, 6.13 Hz, 6.88 Hz, 14.5 Hz, 15.01 Hz 그리고 주행속도 증가에 따라 전반적으로 조금씩 주파수가 커지는 경향을 보인 9.25 Hz~10.18 Hz 성분까지 총 11개로 정

Table 2 Result of frequency analysis (displacement)

Frequency (Hz)	Vertical			Lateral			Roll			Pitch			Yaw		
	F	R	C	F	R	C	F	R	C	F	R	C	F	R	C
0.46													○	○	
0.67										○	○				
0.9	○	○													
1.03						○									
1.1						○				○					
1.64						○				○					
6.13									○	○					
6.88									○	○					
9.25 ~ 10.18						○	○								
14.5	○	○							○	○					
15.01	○	○													

F(front bogie), R(rear bogie), C(carbody)

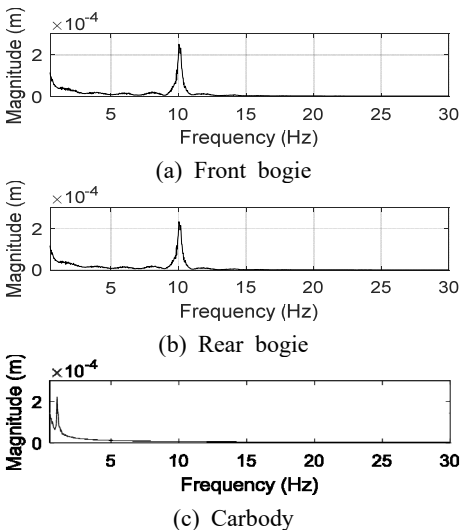
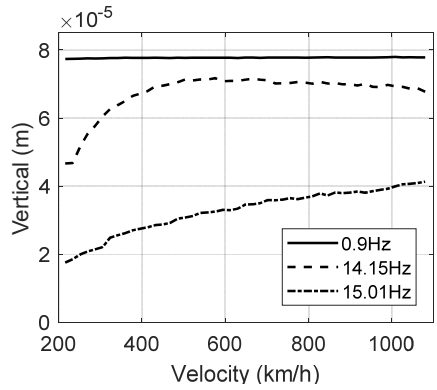


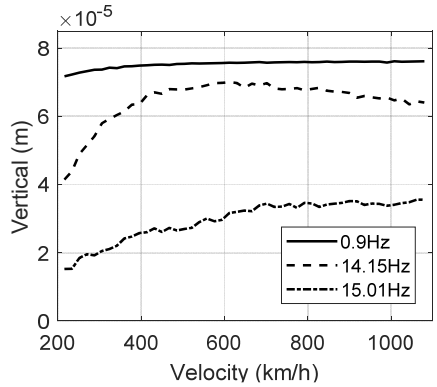
Fig. 6 Displacement of bogies and carbody (lateral direction, $v = 810$ km/h)

리되었다. 11개의 주파수 성분 중 수직과 롤 방향에 대한 성분 일부(0.9 Hz, 1.1 Hz, 1.64 Hz, 14.5 Hz)는 캡슐열차의 수직 방향에 대한 9자유도 모델을 통해 도출된 주요한 피크 주파수 성분과 근사하게 나타났다⁽²⁾. 캡슐열차의 주행속도 변화에 따른 각 주요 피크 주파수 성분들의 크기 변화는 각각의 방향별로 나누어 살펴보았다.

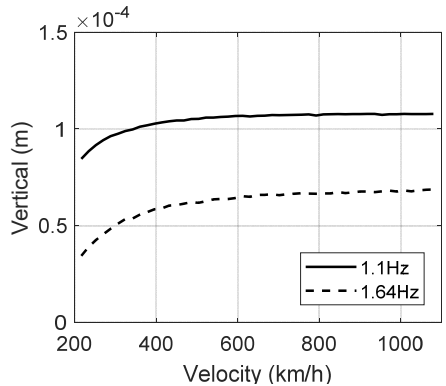
Fig. 7은 수직 방향의 결과로 전부, 후부 대차에서는 0.9 Hz, 14.15 Hz, 15.01 Hz 성분을, 차체에서는 1.1 Hz, 1.64 Hz 성분을 볼 수 있다. 수직 방향에 대한 전부 대차와 후부 대차의 결과는 유사하며, 속도 증가에 큰 영향을 받지 않는 0.9 Hz 성분의 크기가 가장



(a) Front bogie



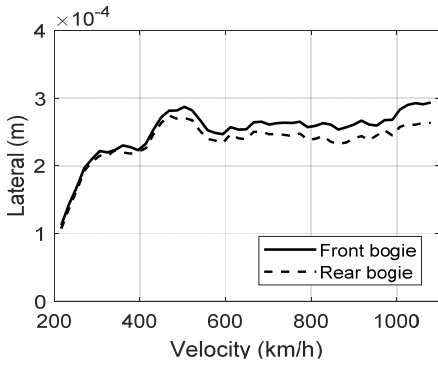
(b) Rear bogie



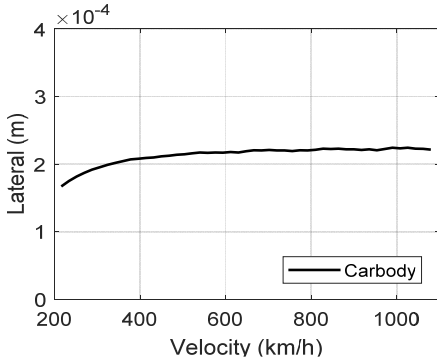
(c) Carbody

Fig. 7 RMS displacement according to velocity (vertical direction)

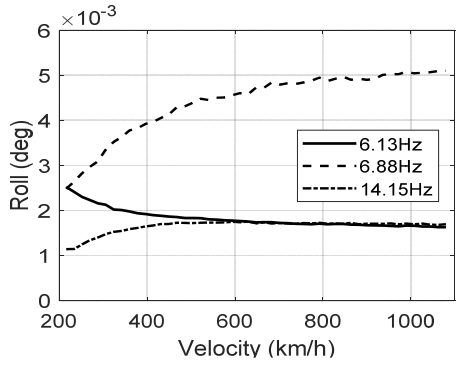
크게 나타났다. 가장 작은 값을 가지는 15.01 Hz 성분은 속도 증가에 따라 일정하게 증가하는 형태를 보이고, 14.15 Hz 성분은 약 400 km/h 속도까지는 급격히 증가하다가 약 600 km/h 이후에서는 조금씩 감소해가는 경향을 보였다. 차체에서는 1.1 Hz 성분과 1.64 Hz



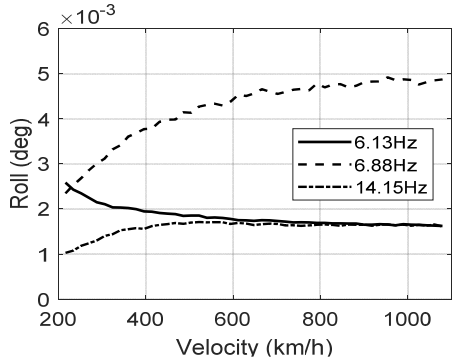
(a) 9.25 Hz ~ 10.18 Hz



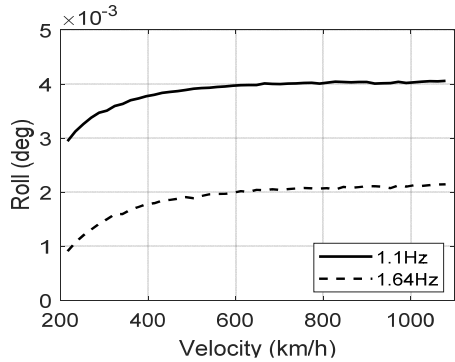
(b) 1.03 Hz



(a) Front bogie



(b) Rear bogie



(c) Carbody

Fig. 8 RMS displacement according to velocity (lateral direction)

성분이 유사한 경향으로 나타났는데, 1.1 Hz 성분이 더 크게 나타난 것을 확인할 수 있다.

횡 방향에 대해서는 Fig. 8과 같이 전부 대차와 후부 대차에서 9.25 Hz ~ 10.18 Hz 성분 하나, 차체에서 1.03 Hz 성분 하나의 주요 피크 주파수가 나타났다. 전부, 후부 대차에서 나타나는 횡 방향 변위는 약 300 km/h까지는 매우 급격하게 증가하고, 차체에서는 약 400 km/h까지 증가하다가 600 km/h 이후의 속도에서는 약 0.22 mm에 근사한 값이 나타나는 것을 확인할 수 있다.

롤 방향 결과는 Fig. 9와 같으며, 대차에서는 6.13 Hz, 6.88 Hz, 14.15 Hz의 세 가지 피크 주파수 성분이, 차체에서는 수직 방향과 동일하게 1.1 Hz, 1.64 Hz의 두 가지 피크 주파수 성분이 나타났다. 차체에서는 비교적 저주파수 성분이 나타나고 전부, 후부 대차에서는 보다 고주파수 영역에서의 성분이 나타난 것을 알 수 있다. 대차의 결과를 보면 6.88 Hz 성분의 크기가 전체적으로 가장 크게 나타나고, 6.13 Hz와 14.15 Hz가 대조되는 형태를 보이는 것을 확인할 수 있다. 차체에

Fig. 9 RMS displacement according to velocity (roll direction)

서는 수직 방향에서의 결과와 동일하게 두 성분이 유사한 경향을 보이고, 1.1 Hz 성분이 월등히 큰 값으로 나타나기 때문에 1.1 Hz 성분이 차체의 롤 방향 변위에 가장 큰 영향을 줄 것으로 판단된다.

Figs. 10, 11에서 볼 수 있듯이 피치 방향과 요 방향에서는 전부 대차와 후부 대차에서만 주요 피크 주파수 성분이 나타났다. 피치 방향에서는 0.67 Hz 성분이,

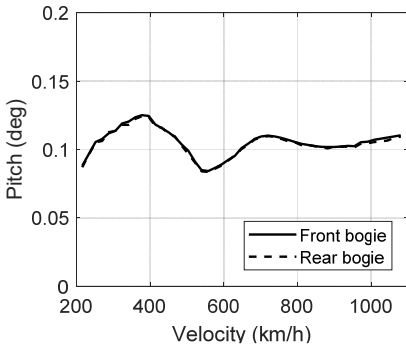


Fig. 10 RMS displacement according to velocity (pitch direction, 0.67 Hz)

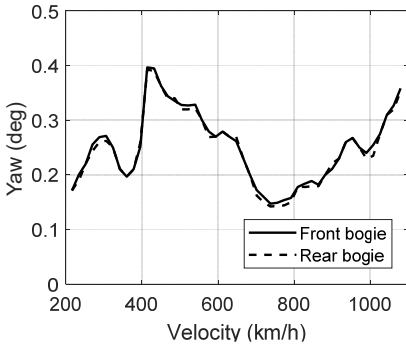


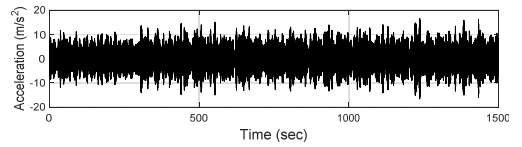
Fig. 11 RMS displacement according to velocity (yaw direction, 0.46 Hz)

요 방향에서는 0.46 Hz 성분이 전부 대차와 후부 대차에서 거의 일치하게 나타나며, 두 성분의 결과 모두 주행속도 증가에 따라 크기가 증가와 감속을 반복하는 것을 볼 수 있다. 피치 방향의 성분보다 요 방향의 성분이 더 큰 값으로 나타나며, 피치 방향에서는 약 390 km/h 속도에서 최대값을, 약 550 km/h 속도에서 최소값을 보이고, 요 방향에서는 약 410 km/h 속도에서 최대값을, 약 720 km/h 속도에서 최소값을 보인다.

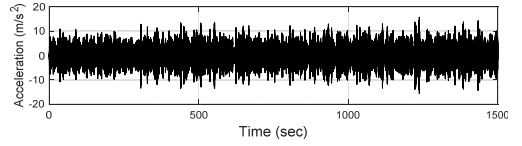
4.2 동적 가속도 분석

(1) 시간 영역에서 가속도의 변화

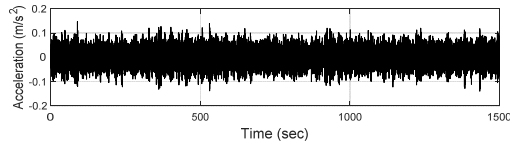
수직 방향과 횡 방향에 대하여 이루어진 가속도 분석에서 Fig. 12는 캡슐열차의 주행속도가 810 km/h일 때 시뮬레이션이 수행된 시간 영역에서 횡 방향의 가속도 변화 결과를 보여준다. 대차와 차체 모두 고주파수 성분이 매우 크게 나타나는 것을 확인할 수 있으며, 전부 대차와 후부 대차는 약 $\pm 15 \text{ m/s}^2$ 내의 범위에서 변동하고 차체는 약 $\pm 0.15 \text{ m/s}^2$ 내의 범위에서 변동한다. 주행속도 증가에 따른 가속도 크기 변화를 보기 위



(a) Front bogie

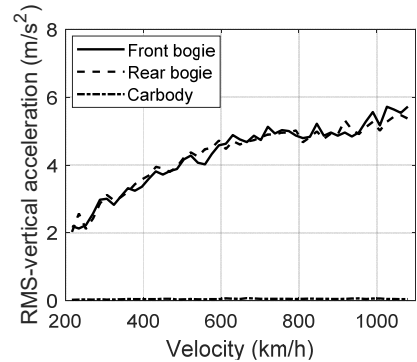


(b) Rear bogie

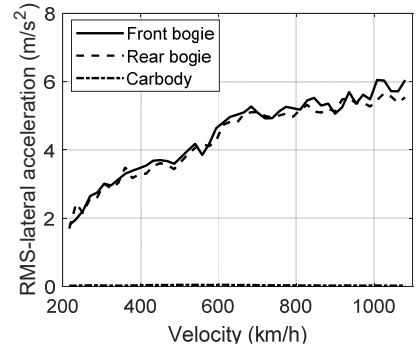


(c) Carbody

Fig. 12 Lateral acceleration of bogies and carbody ($v = 810 \text{ km/h}$)



(a) Vertical



(b) Lateral

Fig. 13 RMS acceleration according to velocity

하여 전부 대차, 후부 대차, 차체의 수직, 횡 방향 가속도의 root mean square 값을 정리하여 Fig. 13에 나타

Table 3 Result of frequency analysis (acceleration)

Frequency (Hz)	Vertical			Lateral		
	F	R	C	F	R	C
9.25 ~ 10.16				○	○	
14.15	○	○				
15.01	○	○				

F(front bogie), R(rear bogie), C(carbody)

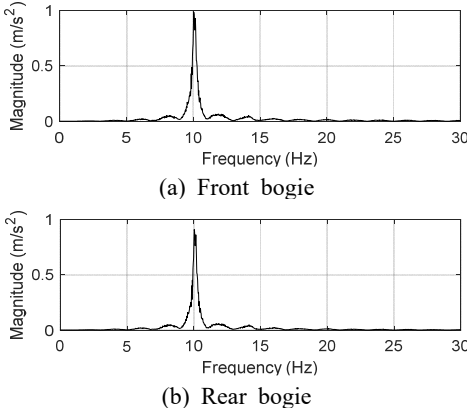


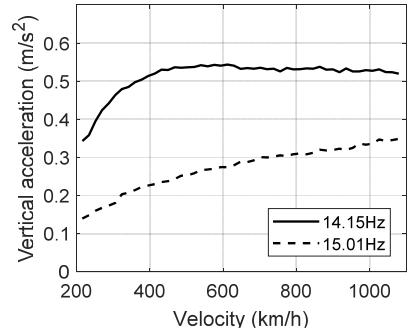
Fig. 14 Acceleration of bogies (lateral direction, $v = 810$ km/h)

내었다. Fig. 13을 통해 수직 방향과 횡 방향 가속도의 RMS 값의 결과가 매우 유사하게 나타나는 것을 확인할 수 있다. 전부 대차와 후부 대차의 경우 주행속도 증가에 따라 RMS 크기가 약 2 m/s^2 에서부터 6 m/s^2 까지 증가하였으나, 차체는 약 0.05 m/s^2 이하의 확연히 작은 값으로 나타났다.

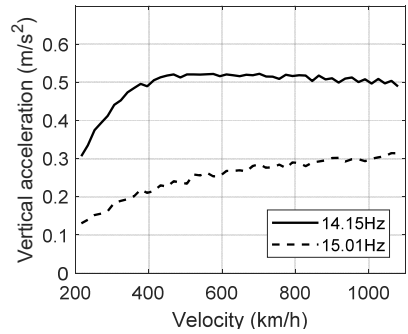
(2) 가속도의 주파수 분석

이상의 시뮬레이션 결과를 바탕으로 캡슐열차의 수직, 횡 방향 가속도에 대한 주파수 특성을 분석하였다. 변위와 동일한 방법으로 가속도의 주파수 분석을 수행하였으며, Fig. 14는 캡슐열차의 주행속도가 810 km/h 일 때 횡 방향 가속도에 대한 주파수 분석 결과를 보여준다. 전부 대차와 후부 대차의 결과가 매우 흡사하고 여러 개의 피크가 나타나지만, 주요한 피크 주파수는 약 1 m/s^2 의 크기를 갖는 주파수 성분 하나로 판단된다.

이상의 수직, 횡 방향에 대한 가속도의 주요 피크 주파수 성분을 분석한 결과를 Table 3에 정리하였다. 표기 방법은 Table 2와 같으며, 최종적으로 살펴볼 주요 주파수 성분은 $9.25 \text{ Hz} \sim 10.16 \text{ Hz}$, 14.15 Hz , 15.01 Hz 로 총 세 가지이다. 차체에서 나타나는 가속



(a) Front bogie



(b) Rear bogie

Fig. 15 RMS acceleration according to velocity (vertical direction)

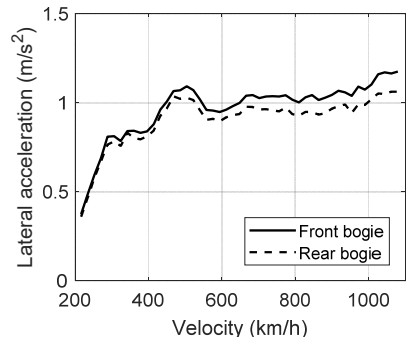


Fig. 16 RMS acceleration according to velocity (lateral direction, $9.25 \text{ Hz} \sim 10.16 \text{ Hz}$)

도에 대한 주파수 성분의 크기는 전부, 후부 대차와 비교했을 때 매우 작아 뚜렷이 나타나지 않으므로 전부 대차와 후부 대차의 결과만을 살펴보았다. 주행속도가 변함에 따라 각 주요 피크 주파수 성분들의 변화를 각각의 방향별로 나누어 살펴보았다.

수직 방향 가속도에 대해서는 Fig. 15와 같이 14.15 Hz , 15.01 Hz 성분 주파수가 나타났다. 전부 대차와 후부 대차의 경향은 거의 유사하게 나타났으며, 14.15 Hz

성분이 월등히 크게 나타나는 것을 통해 14.15 Hz 성분이 15.01 Hz 성분보다 수직 방향 가속도에 더 큰 영향을 줄 것으로 추정할 수 있다.

Fig. 16은 9.25 Hz ~ 10.16 Hz 성분만이 나타난 횡 방향 가속도의 결과로, 주행속도 증가에 따라 주파수가 9.25 Hz부터 10.16 Hz까지 조금씩 증가하여 나타났다. 앞서 횡 방향 변위 주파수 분석 시에도 전부, 후부 대차에서 동일한 주파수가 나타났는데, 속도 변화에 따른 크기 변화 경향도 거의 일치한다.

약 300 km/h까지는 매우 급격하게 증가하고 이후의 속도에서는 증감 추세가 변화하는 형태를 보이며 약 500 km/h에서 최댓값이 나타나는 것을 확인할 수 있다. 약 480 km/h부터는 주행속도 증가에 따라 전부 대차와 후부 대차의 횡 방향 가속도의 크기 격차가 조금씩 증가하는 것으로 보인다.

5. 결 론

캡슐열차의 15 자유도 동적 모델을 구성하여 EDS 자기부상시스템의 특성을 반영한 캡슐열차의 주행 동특성 분석을 통해 다음과 같은 사항을 파악하였다.

(1) 변위의 주파수 분석 결과 0.46 Hz, 0.67 Hz, 0.9 Hz, 1.03 Hz, 1.1 Hz, 1.64 Hz, 6.13 Hz, 6.88 Hz, 9.25 Hz ~ 10.18 Hz, 14.5 Hz, 15.01 Hz의 총 11개의 주요 피크 주파수 성분이 파악됐다.

(2) 차체의 변위는 모든 방향에서 비교적 저주파수 영역에 속하는 2 Hz 이하의 성분만 나타났으며, 수직 방향과 롤 방향에서 나타난 두 개의 주요 피크 주파수 성분은 주행속도에 따른 변위의 변화 경향이 동일한 것으로 볼 때 수직 방향과 롤 방향은 상호 간에 연관성이 높을 것으로 판단된다.

(3) 수직 방향과 횡 방향에 대한 가속도의 주파수 분석 결과, 차체에서는 주요 주파수 성분이 뚜렷이 파악되지 않았다. 전부 대차와 후부 대차에서는 저주파수 성분이 나타나지 않고 고주파수 대역의 9.25 Hz ~ 10.16 Hz, 14.15 Hz, 15.01 Hz 성분이 주요하게 파악되었다.

후 기

이 논문은 한국철도기술연구원의 아음속 캡슐트레일 핵심기술개발(PK1901A1) 과제의 연구 결과임.

References

- (1) Lee, K. et al., 2017, Basic System Specification of Hypertube, KRRI Report.
- (2) Yoon, R. H., You, W. H., Lee, J. H., Lee, C. Y. and Lee, K. S., 2019, Dynamic Analysis of Capsule Train with 9-dof According to Speed, Journal of The Korean Society for Railway, Vol. 22, No. 2, pp. 109~117.
- (3) Ohashi, S., Ohsaki, H. and Masada, E., 1998, Equivalent Model of the Side Wall Electrodynamic Suspension System, Electrical Engineering in Japan, Vol. 124, No. 2, pp. 63~73.
- (4) You, W. H., Lee, J. H. and Lee, C. Y., 2019, Vertical Instability of Capsule Train Bogie by Perturbation Method, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 29, No. 1, pp. 83~89.
- (5) Song, M. K. and Fujino, Yozo, 2008, Dynamics Analysis of Guideway Structures by Considering Ultra High-speed Maglev Train-guideway Interaction, Structural Engineering and Mechanics, Vol. 29, No. 4, pp. 355~380.
- (6) Ohsaki, H., Torii, S., Higashi, K. and Masada, E., 1994, Damping Characteristics of the Superconductive Maglev Vehicle, Springer, Tokyo, Advances in Superconductivity VI, pp. 1293~1296.
- (7) Ren, S., 2008, Dynamic Simulation of the Maglev Guideway Design, Delft University of Technology.
- (8) Ren, S., Romeijn, A. and Klap, K., 2010, Dynamic Simulation of the Maglev Vehicle/guideway System, Journal of Bridge Engineering, Vol. 15, No. 3, pp. 269~278.



Wonhee You received his Ph.D. from Department of Mechanical Engineering at Yonsei University in 1993. He has working for Rolling Stock Research Division and New Transportation Innovative Research Center at Korea Railroad Research Institute. His research interest includes railway vehicle dynamics, active suspension, noise and vibration.

동적하중을 받는 항공기 외부장착물의 피로수명 예측에 대한 연구

Study on Fatigue Life Estimation of an Aircraft External Store under Dynamic Loads

정희인[†] · 박지환* · 손동훈* · 장종윤*
 Hoein Jeong[†], Jihwan Park*, Donghun Son* and Jongyoun Jang*

(Received April 8, 2019 ; Revised July 15, 2019 ; Accepted July 15, 2019)

Key Words : External Store(외부장착물), Fatigue Life(피로수명), Durability(내구성), Helicopter(헬기), VRS(진동 응답 스펙트럼), ODS(작동 중 변형 형상), Dynamic Characteristic(동특성), Defense(방위산업), Store(장착물)

ABSTRACT

In this article, we evaluate the fatigue life of an aircraft external store under real dynamic loads of a helicopter. For estimation of fatigue life of an aircraft external store, we first measured the vibration after mounting an aircraft external store on the actual helicopter and analyzed the PSD. Then, the PSD for accelerated life test was calculated using VRS and time scaling. The natural frequency obtained from the ODS test was compared with the natural frequency of the FEM analysis. Moreover, the response PSD of the ODS test and the response PSD of the FEM analysis were compared. The stress cycle through the SN curve of the material was analyzed. The cumulative damage factor was analyzed via Miner's rule. Finally, the fatigue life was predicted.

기호설명

A : 형상 계수
 m : 재료의 특성 계수
 n : 시험 주기
 N_n : 응력-주기 곡선에서 파괴 수명 주기
 $\frac{n}{N}$: 피로 주기 계수
 n_k : 샘플의 수
 Q : 전달률
 R_n : 누적 손상 계수
 S : 응력
 t_{oper} : 운용 가능 시간(hour)
 t_{test} : 시험 시간(hour)

$W(f)_{test}$: 시험 조건의 PSD(g^2/Hz)
 $W(f)_{oper}$: 운용 가능 조건의 PSD(g^2/Hz)
 $\frac{W(f)_{test}}{W(f)_{oper}}$: 과장 계수
 \ddot{X}_{GRMS} : 절대 가속도 응답
 $\hat{Y}_{APSD}(f_n)$: f_n 에서의 가속도 PSD(g^2/Hz)
 Y_i : Y 시리즈의 i 번째 값
 μ : 평균값
 σ : 정규분포의 확률
 σ_k : 표준편차
 ODS : 작동 중 변형 형상(operation deflection shape)
 PSD : 파워 스펙트럼 밀도(power spectral density)
 VRS : 작동 응답 스펙트럼(vibration response spectrum)

[†] Corresponding Author ; Member, LIGNEXI
 E-mail : hojin85@hanmail.net
 * LIGNEXI

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

1. 서 론

항공 산업에서 구조물의 경량화는 중요한 이슈이다. 경량 및 고강성 구조물이 적용된 항공기는 동일 출력일 경우 고기동이 가능해진다. 또한 연료를 절감할 수 있으며, 비행거리 또한 증가 될 수 있다. 그리고 탑재 중량을 늘릴 수 있는 여지가 생긴다. 구조물 경량화를 하기 위해서는 구조물에 가해지는 하중을 정확히 산출하는 것이 중요하다. 정확히 산출된 하중으로부터 요구 수명에 만족할 수 있는 경량화 된 안전한 항공 구조물을 설계할 수 있다.

MIL-STD-810의 진동 규격을 기준으로 항공기 탑재 장비의 운용 적합성을 평가한 연구 사례들이 있었다^(1,2). 하지만 MIL-STD-810의 진동 규격은 실제 항공기의 진동 데이터가 없을 때, 사용하는 것으로 모든 항공기에 적용할 경우 너무 높은 진동 레벨을 받게 된다. 항공기 탑재 장비는 경량화가 중요한 요소이기 때문에 실제에 가까운 하중을 산출하는 것이 중요하다.

이 논문에서는 실제 헬기에서 동적 하중을 계측 및 분석하여 실제에 가까운 하중을 도출하고, 도출된 하중의 적합성을 분석하고, 요구 수명에 만족하는 운용 시간과 하중 제한 조건을 설정하여 동특성 분석을 통하여 헬기에 장착되는 외부장착물의 피로 수명을 예측하였다.

2. 하중 분석 및 도출

2.1 하중 계측

(1) 하중 계측 장치 구성

외부 장착물을 실제 헬기에 장착하여 하중을 계측하였다. DAQ와 저장장치는 HBM사의 MX840BR와 CX23R을 사용하였고, 센서는 B&K사의 3축 가속도 센서 4535-B-001을 사용하였다.

3축 가속도 센서는 FEM을 통하여 모드형상 확인 후, 모드형상의 변곡점이 아닌 가장 변화가 없는 위치에 부착하였다. 이 위치는 헬기와 외부장착물의 경계부이다. 계측을 위하여 헬기는 총 7회 비행하였다.

(2) 계측 결과

헬기가 총 7회 비행하였고, 1회 비행 시 이륙부터

착륙까지 약 1시간을 계측하였다. 총 21채널의 계측 데이터를 획득하였다. 계측된 데이터가 일정한 구간 200초(samples 500 000)를 추출하여 Kurtosis⁽³⁾를 분석하였다. Kurtosis는 확률 분포를 나타내는 척도로서, Kurtosis가 3에 가까운 값일수록 정규 분포에 가깝다. 식 (1)은 Kurtosis를 계산하는 식이다.

$$kurtosis = \frac{\sum_{i=1}^n [Y_i - \mu]^4}{n_k \sigma_k^4} \tag{1}$$

식 (1)로부터 총 21채널의 Kurtosis를 계산한 결과 평균 2.885로 측정값이 정규분포에 가까우며 랜덤 진동의 신호로서 신뢰할 수 있다고 판단하였다. Table 1은 21채널의 Kurtosis값이다.

Table 1 Kurtosis value for 21 channel

Channel	Kurtosis	Channel	Kurtosis
1	2.742	12	2.753
2	3.120	13	2.772
3	2.868	14	2.975
4	2.672	15	2.884
5	2.991	16	2.849
6	2.732	17	3.017
7	3.111	18	2.802
8	3.083	19	2.708
9	2.867	20	3.026
10	2.521	21	3.001
11	3.101	Avg.	2.885

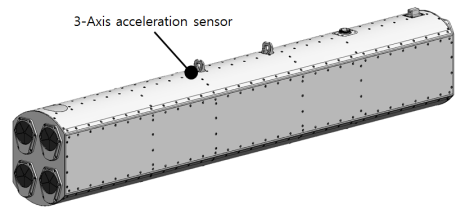


Fig. 1 Measurement configuration

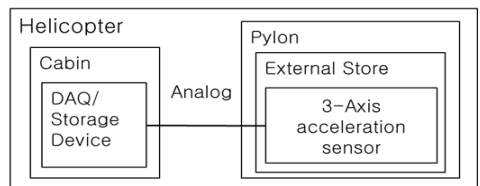


Fig. 2 Measurement schematic

2.2 하중 분석

(1) 진동 파워 스펙트럼 분석

총 21채널의 계측된 데이터가 일정한 구간 200초 (samples 500 000)를 추출하여 PSD 분석하였다. 총 21채널의 PSD 분석결과를 중첩한 최대 PSD를 얻었다. 안전율을 고려하여 superposition PSD를 시험에 사용한 헬기의 외부장착물로 입력되는 가진의 대표 PSD로 설정하였다. Superposition PSD는 Fig. 3과 같다.

(2) 진동 응답 스펙트럼 분석

VRS(vibration response spectrum)⁽⁴⁾는 가속도 베이스 입력에 대한 각 시스템의 RMS 응답을 나타낸다. 가속도 베이스 입력은 가속도 PSD이어야 한다. VRS는 랜덤 진동에서 적용 가능하다.

시스템을 1-DOF로 단순화하면 Fig. 4와 같이 표현할 수 있다.

식 (2)는 이때의 상태 변위이다.

$$z = x - y \tag{2}$$

$$\begin{aligned} (c/m) &= 2\xi\omega_n, \quad (k/m) = \omega_n^2, \\ \ddot{z}(t) + 2\xi\omega_n\dot{z}(t) + \omega_n^2z(t) &= -\ddot{y}(t) \end{aligned} \tag{3}$$

식 (3)은 식 (2)를 대입한 운동방정식이다.

고유진동수가 f_n 이고, 감쇠비가 ξ 일 때, 단일 주파수에서 가속도 응답은 miles equation에 의하여 단일해 식 (4)와 같이 계산한다.

$$\ddot{X}_{GRMS}(f_n, \xi) = \sqrt{\left(\frac{\pi}{2}\right)\left(\frac{f_n}{2\xi}\right)\hat{Y}_{APSD}(f_n)} \tag{4}$$

모든 주파수에 대한 가속도 응답의 일반 응답함수는 식 (5)와 같다.

$$\begin{aligned} \rho_i &= \frac{f_i}{f_n} \\ X_{GRMS}''(f_n, \xi) &= \sqrt{\sum_{i=1}^N \frac{\{1 + (2\xi\rho_i)^2\}}{\{[1 - \rho_i^2]^2 + [2\xi\rho_i]^2\}} \hat{Y}_{APSD}(f_i) \Delta f_i} \end{aligned} \tag{5}$$

이 응답 함수들을 이용하여 VRS를 생성할 수 있으며, VRS를 이용하여 서로 다른 PSD의 주파수별 가속도 응답을 비교할 수 있다.

Superposition PSD는 절점이 너무 많고, 기울기가 너무 커서 시험 규격으로 설정하기에는 무리가 있다. VRS를 이용하여 trial & error를 통하여 모든 주파수에서 가속도 응답이 superposition PSD보다 크면서 GRMS가 동일 수준인 최적화된 optimization PSD를 도출하였다. Fig. 5는 superposition PSD와 optimization PSD를 비교한 것이며, Fig. 6은 각각의 VRS를 비교한 것이다.

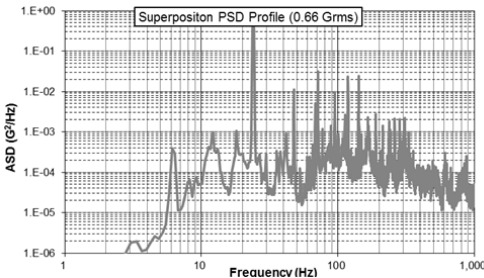


Fig. 3 Superposition PSD

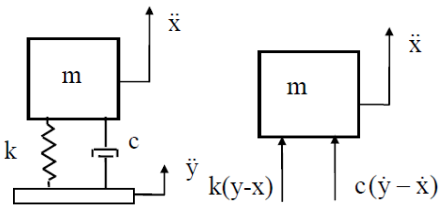


Fig. 4 Schematic and free body diagram

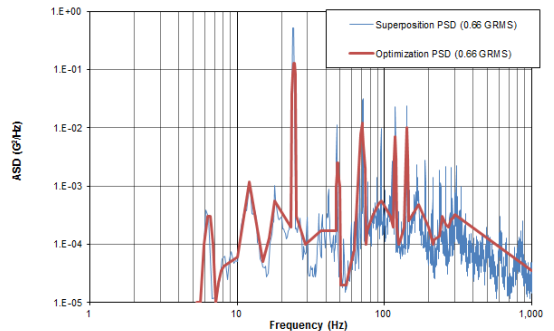


Fig. 5 Comparison of PSD

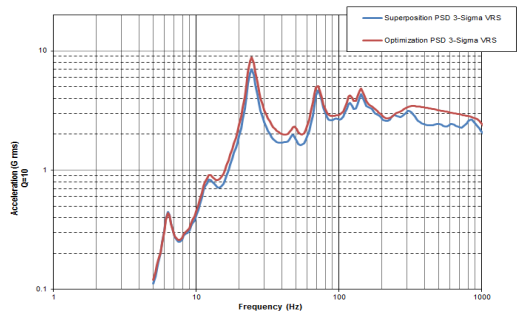


Fig. 6 Comparison of VRS

(3) 시험 규격 도출

진동에 의한 스트레스가 누적되면 재료의 피로 파괴가 발생한다. 내구성 검증을 위한 진동 시험은 실제 조건에서 실제 운용 시간으로 수행되는 것이 바람직하다. 그러나 대부분의 경우 실제 운용 시간으로 시험하는 것은 비용과 시간의 제약이 있다. 따라서 운용 시간과 동등한 수준으로 시험 시간을 압축하는 것이 일반적이다. 시험 시간의 감소시키기 위하여 사용되는 가장 일반적인 방법은 노출 시간과 진폭의 관계를 나타내며 피로 기반 힘의 법칙과 관계된 Miner-Palmgren hypothesis⁽³⁾이다. 이 방법을 사용하여 시험 시간을 단축한 시험 규격을 도출하였다. 이 방법에 대한 수식은 식 (6)과 같다.

$$\frac{t_{oper}}{t_{test}} = \left[\frac{W(f)_{test}}{W(f)_{oper}} \right]^{\frac{m}{2}} \tag{6}$$

MIL-STD-810⁽³⁾에서는 2500시간의 운용 시간을 만족하는 측당 4시간 헬기 탑재 장비 진동 시험 규격을 제시하고 있다. 동일한 기준을 적용하여, optimization PSD를 기준으로 2500시간 운용 가능하도록 하며 측당 4시간의 진동 시험 규격을 생성하기 위하여 time scaling⁽³⁾을 하였다. 과장 계수는 약 5.6으로 계산되었다. 과장 계수를 적용하여 time scaled PSD를 도출하였고, 이것을 시험 규격으로 설정하였다.

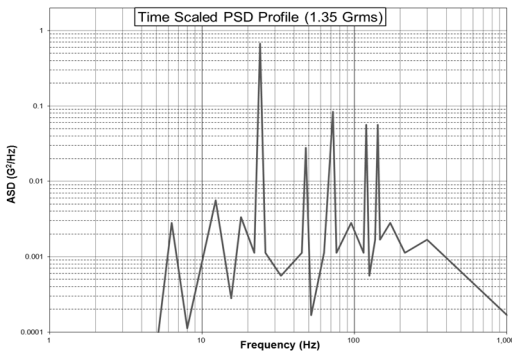


Fig. 7 Time scaled PSD

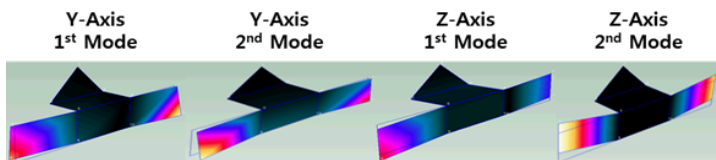


Fig. 8 Mode shape of the ODS test

$$t_{test} : 4(\text{hour})$$

$$t_{oper} : 2500(\text{hour})$$

$$m : 7.5(\text{value for random environment})$$

(7)

$$\frac{W(f)_{test}}{W(f)_{oper}} \approx 5.6 \tag{8}$$

3. 동특성 분석 및 피로 수명 예측

3.1 동특성 분석

형상 특성상 항공기 외부장착물에 가해지는 진동은 항공기 진행방향인 X방향 진동이 측면방향인 Y방향과 수직방향인 Z방향에 비하여 작다. 그리고 Y방향과 Z방향의 진동이 일반적으로 충분한 X방향의 진동을 발생시킨다. MIL-STD-810에 따르면, 외부장착물의 길이가 높이 또는 너비의 4배 이상인 경우 X축 진동 시험을 배제할 수 있다고 기술되어 있다. 이번 연구의 외부장착물은 길이가 높이 및 너비의 4배 이상이므로 X축에 대한 동특성 분석은 제외하였다.

피로 수명 평가에 중요한 FEM 해석 모델의 적합성 검증을 위해 ODS 기법을 적용하였으며, 정확한 응답 분석을 위해 전달률을 도출하였다.

(1) Operation deflection shape 시험

외부 장착물을 시험용 고정구에 장착하여 ODS 시험을 수행하였다. B&K사의 가진기로 time scaled PSD와 white-noise random vibration PSD (5 Hz ~ 2000 Hz, 0.01 g²/Hz)로 가진하였고, DAQ는 B&K사의 LAN-XI를 사용하였다. B&K사의 reflex S/W를 사용하여 modal 특성을 확인하였다. Dytran사의 1축 가속도 센서를 Fig. 9의 measurement points에 부착하였고, 고유진동수와 가속도 응답을 확인하였다.

(2) 전달률 산출

Time scaled PSD로 가진한 ODS 시험의 결과로부터 전달률을 산출하였다. 변위가 변화가 가장 적은

measurement points의 응답을 확인하였다. Random vibration의 전달률 Q 계산식 (9)에(6) 응답 결과를 대입하여 Y축, Z축에 대한 전달률을 산출하였다.

$$Q = \frac{0.49A^{1.15} f_n^{0.62}}{[\hat{Y}_{APSD}(f_n)]^{0.27}} \tag{9}$$

$$\xi = \frac{1}{2Q}$$

Table 2 Natural frequencies by the ODS test

Mode		EMA(Hz)	
		Time scaled	White-noise
Y axis	1	23.5	23.5
	2	32.5	32
Z axis	1	14.5	14.5
	2	24	24

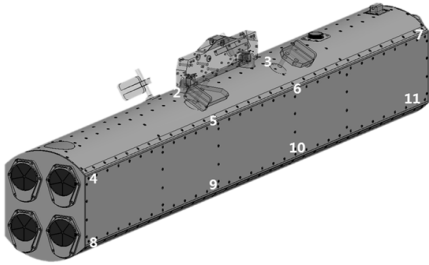


Fig. 9 Measurement/monitoring points

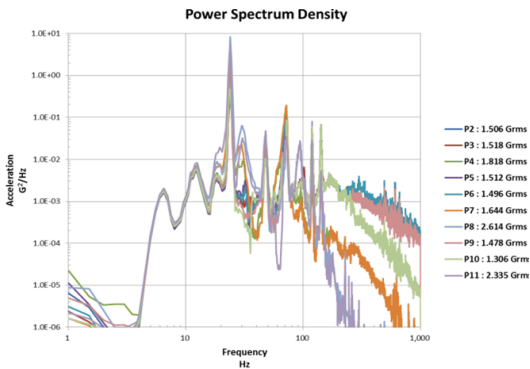


Fig. 10 Y-Axis responses PSD of measurement points

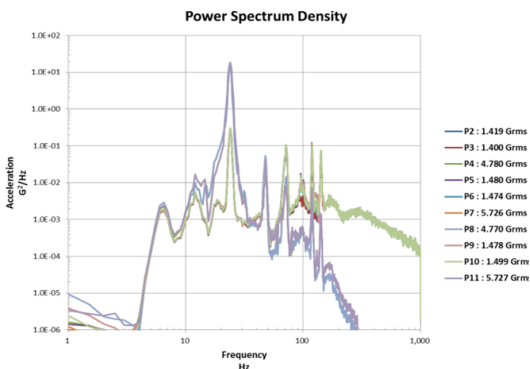


Fig. 11 Z-Axis responses PSD of measurement points

A = 1, for beam-type structures

$f_n = 32.5$ Hz, dominant natural frequency(Hz) at Y-axis

$f_n = 23.5$ Hz, dominant natural frequency(Hz) at Z-axis

$$\hat{Y}_{APSD} = 0.039 \text{ g}^2/\text{Hz}$$

(PSD at 32.5 Hz, when Y-axis excited)

$$\hat{Y}_{APSD} = 0.035 \text{ g}^2/\text{Hz}$$

(PSD at 23.5 Hz, when Z-axis excited)

Q = 10.18, $\xi = 0.049$, when Y-axis excited

Q = 8.58, $\xi = 0.058$, when Z-axis excited

(3) FEM 해석

FEA를 통하여 외부장착물의 모드 해석 및 random vibration 해석을 수행하였다. 외부장착물의 modal 특성을 확인하였다. ODS시험으로부터 산출된 감쇠비를 적용하여 입력 가진 time scaled PSD에 의해 Fig. 11의 monitoring points에 전달되는 가속도 응답을 확인하였다. 그리고 외부장착물의 응력을 확인하였다.

Table 3 Natural frequencies by FEA

Mode		FEA(Hz)
		Time scaled
Y axis	1	25.0
	2	30.7
Z axis	1	14.3
	2	25.3

Table 4 Stress values versus time for Y/Z-axes

Axis	Stress level (MPa)	
Y	1σ	15.4
	2σ	30.8
	3σ	46.2
Z	1σ	52.4
	2σ	104.8
	3σ	157.2

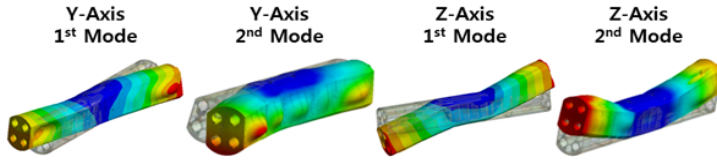


Fig. 12 Mode shape of FEA

Table 5 Comparison of natural frequencies

Mode	EMA (Hz)		FEA (Hz)		Error (%) time scaled/ white-noise	Mode shape
	Time scaled	White -noise	Time scaled	Time scaled		
Y axis	1	23.5	23.5	25.0	-6/-6	Match
	2	32.5	32	30.7	+6/+4	Match
Z axis	1	14.5	14.5	14.3	+1/+1	Match
	2	24	24	25.3	-5/-5	Match

Average error : 5 %

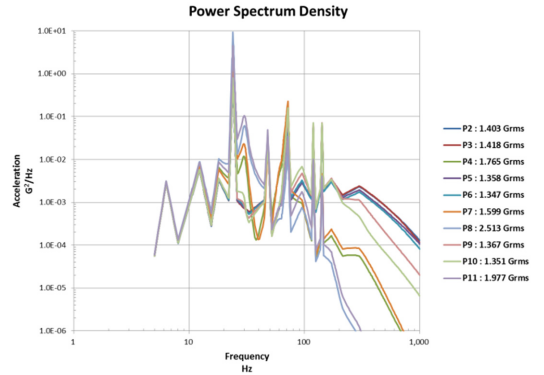


Fig. 13 Y-Axis responses PSD of monitoring points

Table 6 Comparison of PSD response GRMS

Axis	Monitoring/ measurement points	EMA (GRMS)	FEA (GRMS)	Error (%)
		Time scaled	Time scaled	
Y	2	1.506	1.403	+7
	3	1.518	1.418	+7
	4	1.818	1.765	+3
	5	1.512	1.358	+11
	6	1.496	1.347	+11
	7	1.644	1.599	+3
	8	2.614	2.513	+4
	9	1.478	1.367	+8
	10	1.306	1.351	-3
	11	2.335	1.977	+18
	Z	2	1.419	1.333
3		1.400	1.333	+5
4		4.780	4.475	+7
5		1.480	1.340	+10
6		1.474	1.353	+9
7		5.726	5.446	+5
8		4.770	4.481	+6
9		1.478	1.352	+9
10		1.499	1.366	+10
11		5.727	5.453	+5

Average error : 7 %

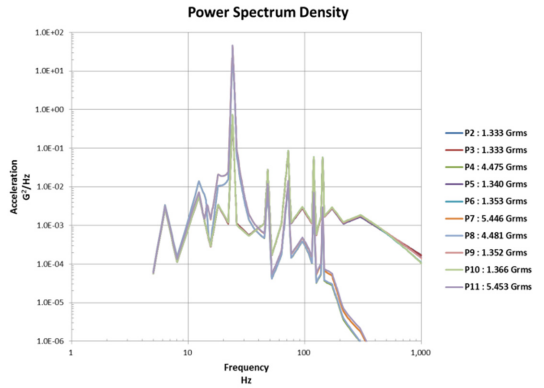


Fig. 14 Z-Axis responses PSD of monitoring points

(4) 시험 및 해석 결과 비교
 시험과 해석의 modal 특성과 random vibration 응답을 비교하였다. 모드 형상은 일치하였으며, 고유진

동수 오차는 평균 5 %였다. Time scaled PSD 입력에 대한 응답은 시험과 해석에서 유사한 경향이 파악되었고, 응답의 GRMS 비교시 오차는 평균 7 %였다. 해석 모델이 실제 외부장착물의 동특성을 반영하였다고 판단하였다.

3.2 피로 수명 예측

(1) 피로 수명 주기 분석

FEA 결과 기준으로 각 축당 4시간의 가진 시험에 대한 시험 주기를 분석하였고, 외부장착물의 재질인 AL7050-T7451의 응력-주기 곡선에 시간에 대한 응력

Table 7 Test cycles for Y/Z-axes

Axis	Time ratio	Natural frequency (Hz)	Test duration (sec)	Test cycles
Y	1σ(0.6827)	30.7	14 400 (4hours)	$n_1 = 3.0 \times 10^5$
	2σ(0.2718)			$n_2 = 1.2 \times 10^5$
	3σ(0.0428)			$n_3 = 1.9 \times 10^4$
Z	1σ(0.6827)	25.3	14 400 (4hours)	$n_4 = 2.5 \times 10^5$
	2σ(0.2718)			$n_5 = 9.9 \times 10^4$
	3σ(0.0428)			$n_6 = 1.6 \times 10^4$

Table 8 Cycles to failure for Y/Z-axes

Axis	Stress level (MPa)	Cycles to failure
Y	1σ = 15.4	$N_1 = \infty$
	2σ = 30.8	$N_2 = \infty$
	3σ = 46.2	$N_3 = \infty$
Z	1σ = 52.4	$N_4 = \infty$
	2σ = 104.8	$N_5 = 6.4 \times 10^6$
	3σ = 157.2	$N_6 = 3.4 \times 10^5$

값을 적용하여 피로 수명 주기를 분석하였다. AL7050-T7451의 응력-주기 곡선⁽⁶⁾은 식 (10)과 같다.

$$N = 10^{9.73 - 3.24 \log\left(\frac{2^{0.63}}{6.9} S - 15.5\right)} \quad (10)$$

(2) 피로 수명 예측

시험 주기와 피로 수명 주기 분석한 결과를 Miner의 누적 손상 법칙에⁽³⁾ 적용하여 피로 수명을 예측하였다. Miner의 누적 손상 법칙은 설계 및 피로 해석에서 많이 사용되고 있다. 하나의 주기에 의하여 발생하는 손상은 $1/N_n$ 이고 N_n 은 파괴가 일어나는 평균 수명과 주기의 반복 횟수이다. 모든 비의 합인 누적 손상 계수 R_n 이 1 이상일 때 피로 파괴가 발생한다는 이론이 Miner의 누적 손상 법칙이다. 따라서 누적 손상 계수가 1 미만이면 피로 파괴가 발생하지 않는다. 식 (11)과 같이 표현된다. 그러나 항공 장비의 경우 안전율을 고려하여 누적 손상 계수 0.7 기준으로 피로 수명을 평가한다. 누적 손상 법칙에 의하여 주기 분석 결과를 바탕으로 피로 수명을 예측해 보았다. 주기 분석 결과, 누적 손상 계수 R_n 은 0.0614이다. 외부장착물은 헬기 진동 조건에서 2500시간 운용했을 때, 피

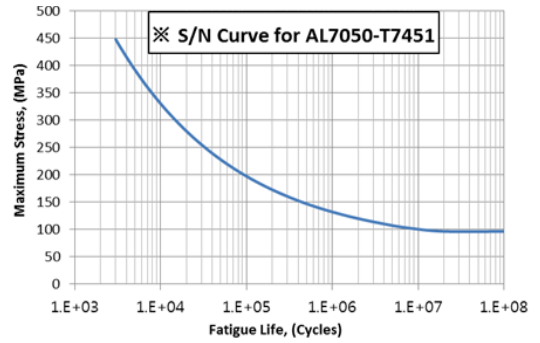


Fig. 15 S-N curve for AL7050-T7451

로 파괴가 발생하지 않는다고 예측된다. 식 (12)로 표현할 수 있다.

$$R_n = \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} + \dots = 1 \quad (11)$$

$$R_n = \frac{3.0 \times 10^5}{\infty} + \frac{1.2 \times 10^5}{\infty} + \frac{1.9 \times 10^4}{\infty} + \frac{2.5 \times 10^5}{\infty} + \frac{9.9 \times 10^4}{6.4 \times 10^6} + \frac{1.6 \times 10^4}{3.4 \times 10^5} = 0.0614 \ll 0.7 \quad (12)$$

2500시간 운용 조건 시험에서 누적 손상 계수는 0.0614이고, 비례식에 의하여 약 28 000시간에서 누적 손상 계수가 0.7이다. 외부장착물의 약 28 000시간의 피로 수명을 가지는 것으로 예측할 수 있다.

4. 결 론

외부장착물의 동적 하중을 현실적으로 분석한 후, ODS시험과 FEM해석을 통하여 해석 모델을 검증하였다. 검증된 해석 모델을 바탕으로 외부장착물의 수명을 예측한 결과 약 4만 시간으로 예측할 수 있었다. 예측된 수명은 운용 요구 시간인 2500시간보다 긴 시간이었다. 현실적 분석과 검증된 해석모델이라 판단되기 때문에 예측은 신뢰성이 있다고 할 수 있다. 외부장착물의 강도가 충분히 강한 것으로 판단되며, 항공 산업에서 구조물의 경량화는 중요하고, 외부장착물의 강도가 충분히 강한 것으로 판단되기 때문에 외부장착물의 강도를 낮춰서 경량화 할 여지가 충분하다. 현실적 분석과 검증된 해석모델이 있었기 때문에 경량화 여부에 대한 판단할 수 있었고, 그래서 특히

항공 산업에서는 수명 예측이 중요한 것이다. 향후 다른 사례에서도 같은 절차를 따른다면 현실적인 수명 예측이 가능할 것이다.

References

(1) Lee, J. H., 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.

(2) Park, H. B., 2008, Statistical Comparison Analysis Based on Monte Carlo Simulation between PSD Random Analysis and It's Equivalent Static Analysis for Avionics Equipment, Proceeding of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 119~126.

(3) Department of Defense United States of America, 2014, Environmental Engineering Considerations and

Laboratory Tests, Method 514.7 Vibration.

(4) Irvine, T., 2009, An Introduction to the Vibration Response Spectrum Revision D, Vibrationdata Publications.

(5) Irvine, T., 2004, Estimating the Transmissibility Q for Random Vibration, Vibrationdata Publications.

(6) Department of Defense United States of America, 2003, Metallic Materials and Elements for Aerospace Vehicle Structures, 3.7.4. 7050 Alloy.



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.

스톡브릿지 댐퍼를 장착한 송전선의 진동해석

Vibration Analysis of Transmission Line with Stockbridge Dampers

구재량* · 송오섭†
Jae-Raeyang Koo* and Oh-Seop Song†

(Received April 9, 2019 ; Revised May 21, 2019 ; Accepted May 21, 2019)

Key Words : Transmission Line(송전선), Stockbridge Damper(스톡브릿지 댐퍼), Dynamic Modeling(동적모델링), Numerical Calculations(진동계산)

ABSTRACT

This paper discusses the dynamic modeling and vibration analysis of transmission lines with Stockbridge dampers. Stockbridge dampers are attached to transmission lines to reduce the vibration amplitude of the transmission line, thus avoiding the risk of fatigue on the line. To build a dynamic model, the kinetic and potential energies of a transmission line with Stockbridge dampers were derived using the assumed mode method and Lagrange's equation. The equations of motion are expressed in matrix form, which is suitable for numerical simulations. The efficiency of Stockbridge dampers on the vibration reduction of the transmission line was numerically investigated by changing their positions and properties. The numerical results show that attachment positions suggested by the installation manual do not provide good performance; therefore, it requires more investigation. It is also shown that a high natural frequency and damping ratio lead to better performance with regard to vibration suppression.

1. 서 론

바람에 의해 발생하는 송전선의 진동을 억제하기 위해서 Fig. 1과 같은 스톡브릿지 댐퍼(Stockbridge damper)가 사용되고 있다.

스톡브릿지 댐퍼는 납으로 만들어진 추와 스프링 역할을 하는 케이블, 그리고 송전선부착을 위한 중앙 클램프로 구성되어 있다. 따라서 댐퍼의 진동특성은 추의 질량과 케이블의 굽힘강성, 케이블의 댐핑값에 의해 결정된다.

이 스톡브릿지 댐퍼는 tuned mass damper로서 송

전선의 진동을 흡수하는 기계 장치이다. 경간 300 m 송전선의 경우 설치 매뉴얼에 양쪽 끝 단으로부터 1.4 m 되는 곳에 이 스톡브릿지 댐퍼를 설치하도록 되어 있다. 스톡브릿지 댐퍼는 1920년 경에 공학자인 Stockbridge에 의해서 발명되었다. 이 댐퍼는 메신저 케이블, 케이블의 양단에 장착된 질량, 송전선과의 결합을 위한 중앙 구조물로 이루어진다. 작동원리는 tuned mass damper 동일하다.

송전선의 진동은 크게 세 가지 모드로 구분한다. 겨울철에 눈이 내리고 바람이 불 경우 송전선에 착설로 인한 진동이 발생할 수 있는데, 착설로 인해 단면의 비대칭성이 발생하고 바람에 의해 양력이 발생해

† Corresponding Author ; Member, Dept. of Mechanical Engineering at Chungnam National University
E-mail : songos@cnu.ac.kr
* Member, Korea Electric Power Research Institute

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

송전선이 0.08 Hz에서 3 Hz 사이의 진동수로 이도(sag)의 0.1에서 1배 이상의 큰 진폭을 가지게 되는 진동이 발생할 수 있다. 이 진동을 갤러핑 이라고 부른다. 갤러핑 문제에 대해서는 그동안 많은 연구가 수행되었다^(1~8). 3 Hz에서 150 Hz의 진동수를 가지고 센티미터 정도의 진폭으로 진동하는 진동을 aeolian진동이라고 부른다. 그리고 0.15 Hz에서 10 Hz 사이의 진동수로 센티미터 정도의 진폭을 가지는 wake기인 진동이 있다. 세 가지 진동 모드 중 스톡브릿지 댐퍼는 aeolian진동을 억제하는 것을 목표로 개발되었다. 이 주파수 범위 밖의 진동에 대해서는 스톡브릿지 댐퍼가 유효하지 않은 것으로 알려져 있다. Aeolian진동은 송전선 후면에서 발생하는 와류에 의해 수직면 상의 변위가 발생하는 진동인데, 꾸준한 풍속이 이런 와류에 의한 기진력을 만들어내고 이로 인해 송전선에 피로 파괴가 발생한다. 특히 송전선이 고정되는 송전탑 근처의 위치에서 피로파괴가 일어난다.

송전선의 aeolian진동억제를 위해 스톡브릿지 댐퍼가 오랫동안 사용되어 왔지만 송전선의 진동과 연성된 댐퍼의 성능에 대해서는 연구된 바가 많지 않다^(9~14). 이 연구에서는 스톡브릿지 댐퍼를 일자유도 스프링-질량-댐퍼 시스템으로 가정하고 송전선의 진동

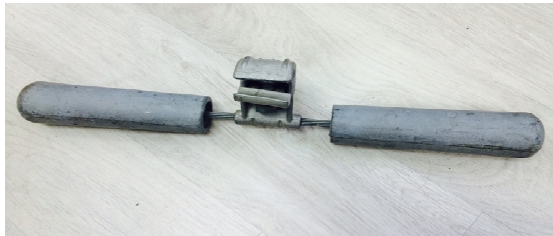


Fig. 1 Stockbridge damper

과 연성된 모델을 유도하였다. 이 이론 모델을 기반으로 수치계산을 수행하여 스톡브릿지 댐퍼의 물성치가 송전선의 진동에 미치는 영향을 조사하였다

2. 송전선의 동적모델링

Fig. 2와 같이 아래로 처진 송전선을 고려해보자. 여기서 u, v, w 는 각 방향으로의 변위를 나타낸다. L 은 스패 간격, d 는 송전선 중간에서의 정적 처짐을 나타낸다.

송전선의 처짐에 대해서는 이미 Irvine and Caughey⁽¹⁵⁾가 수행한 연구 결과가 있는데 다음 식으로 주어진다.

$$y = \frac{\rho AgL^2}{2T} \left[\left(\frac{x}{L} \right) - \left(\frac{x}{L} \right)^2 \right] \tag{1}$$

여기서 ρ 는 송전선의 질량 밀도, A 는 단면적, g 는 중력가속도, T 는 장력을 나타낸다. 식 (1)을 사용하면 중앙에서의 이도는 다음과 같이 유도된다.

$$d = y \left(x = \frac{L}{2} \right) = \frac{\rho AgL^2}{8T} \tag{2}$$

현장에서는 이도를 계측한 후 이 식을 이용해 송전선의 장력을 계산한다.

비틀림 진동을 무시하면 Fig. 2와 같이 주어진 모델에 대해 동적에너지와 위치에너지가 다음과 같이 얻어진다.

$$T_c = \frac{\rho A}{2} \int_0^L (\dot{u}^2 + \dot{v}^2 + \dot{w}^2) dx \tag{3}$$

$$V_c = \int_0^L \left(\frac{1}{2} AE \epsilon^2 + T \epsilon + \rho Agv \right) dx \tag{4}$$

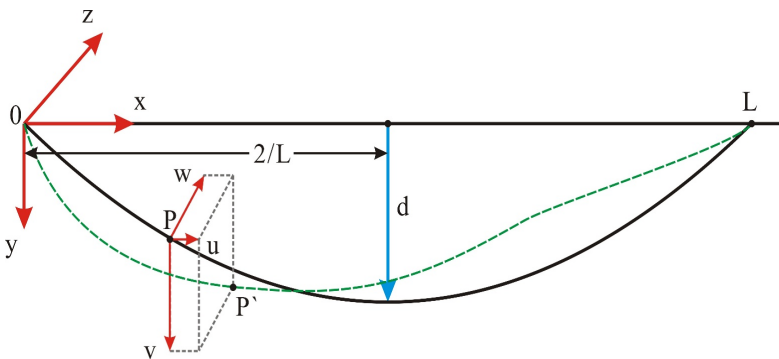


Fig. 2 Coordinate system for transmission line

여기서 E 는 영의 계수를 나타낸다. 변형률은 다음 식으로 주어진다.

$$\epsilon = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{4d}{L} \left(1 - \frac{2x}{L} \right) \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{1}{2} \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 \right] \quad (5)$$

식 (5)를 식 (3)과 식 (4)에 대입하고 해밀턴 원리를 이용하면 편미분 방정식 형태의 운동방정식을 유도할 수 있다. 그러나 편미분 방정식 형태는 수치계산이 용이하지 않기 때문에 이 연구에서는 가정 모드법 (assumed mode method)과 라그랑지 방정식을 사용하고자 한다. 가정 모드법을 사용하여 각 방향 변위를 다음과 같이 표현해 보자⁽⁸⁾.

$$u = \Phi q_u, v = \Phi q_v, w = \Phi q_w \quad (6a \sim c)$$

여기서 q_u, q_v, q_w 는 각 방향 일반변위 벡터로서 각각 $n \times 1$ 의 벡터를 나타낸다. 케이블의 양단이 고정되어 있기 때문에 허용함수로는 다음과 같은 sine함수가 사용되었다

$$\Phi = \sqrt{2} \left[\sin \frac{\pi x}{L} \quad \sin \frac{2\pi x}{L} \quad \dots \quad \sin \frac{n\pi x}{L} \right] \quad (7)$$

은 $1 \times n$ 허용함수 행렬이다. n 은 허용함수의 개수를 나타낸다. 식 (6)을 식 (3)에 대입하고, 식 (6)을 식 (5)에 대입한 후 그 결과를 식 (4)에 대입하면 케이블에 대한 이산화된 형태의 운동에너지와 위치에너지가 다음과 같은 식으로 유도된다.

$$T_c = \frac{1}{2} (\dot{\mathbf{q}}_u^T \mathbf{M}_c \dot{\mathbf{q}}_u + \dot{\mathbf{q}}_v^T \mathbf{M}_c \dot{\mathbf{q}}_v + \dot{\mathbf{q}}_w^T \mathbf{M}_c \dot{\mathbf{q}}_w) \quad (8)$$

$$V_c = \frac{1}{2} \mathbf{q}_u^T \mathbf{K}_u \mathbf{q}_u + \frac{1}{2} \mathbf{q}_v^T \mathbf{K}_v \mathbf{q}_v + \frac{1}{2} \mathbf{q}_w^T \mathbf{K}_w \mathbf{q}_w + \mathbf{q}_u^T \mathbf{K}_{uv} \mathbf{q}_v \quad (9)$$

여기서

$$\mathbf{M}_c = (\rho AL) \mathbf{I}_n \quad (10a)$$

$$\mathbf{K}_u = \left(\frac{AE + T}{L} \right) \bar{\mathbf{K}} \quad (10b)$$

$$\mathbf{K}_w = \left(\frac{T}{L} \right) \bar{\mathbf{K}} \quad (10c)$$

$$\mathbf{K}_v = \frac{T}{L} \bar{\mathbf{K}} + \frac{16AE\delta^2}{L} \bar{\mathbf{K}}_v \quad (10d)$$

$$\mathbf{K}_{uv} = \left(\frac{4AE\delta}{L} \right) \bar{\mathbf{K}}_{uv} \quad (10e)$$

여기서 \mathbf{I}_n 는 $n \times n$ 인 단위행렬을 나타내고 $\delta = d/L$ 로 이도율을 나타낸다. 그리고

$$\bar{\mathbf{K}} = \int_0^1 \Phi'^T \Phi' d\xi \quad (11a)$$

$$\bar{\mathbf{K}}_v = \int_0^1 (1 - 2\xi)^2 \Phi'^T \Phi' d\xi \quad (11b)$$

$$\bar{\mathbf{K}}_{uv} = \int_0^1 (1 - 2\xi) \Phi'^T \Phi' d\xi \quad (11c)$$

이다. 여기서 $\xi = x/L$ 로 무차원화된 위치를 나타낸다. 위치에너지 식 (9)를 유도하는 과정에서 중력가속도를 포함한 항은 정적처짐과 관련되어 소거되었다. 이는 송전선의 진동이 평형선인 정적 변형선을 기준으로 발생함을 의미한다.

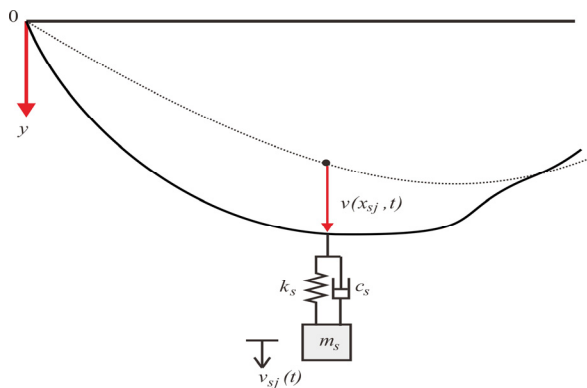


Fig. 3 A spring-mass-damper attached to the line

송전선의 임의 위치에 스톡브릿지 댐퍼가 부착된 경우를 고려해보자. 스톡브릿지 댐퍼를 간단한 1자유도 스프링-질량-댐퍼 시스템으로 가정하고 Fig. 3과 같이 $x = x_{sj}, (j=1,2,\dots,m)$ 위치에 부착되어 있다고 설정하였다. 여기서 x_{sj} 는 스톡브릿지 댐퍼가 부착된 위치, m 은 설치된 총 스톡브릿지 댐퍼의 개수이다. 그리고 z 방향으로도 스프링-댐퍼가 부착되어 있다고 가정하였다.

Fig. 3에서 m_s, c_s, k_s 는 댐퍼의 질량, 댐핑계수, 스프링상수이다. 각 스톡브릿지 댐퍼의 운동에너지와 위치에너지는 다음과 같이 표현된다.

$$T_{sj} = \frac{1}{2}m_s(\dot{v}_{sj}^2 + \dot{w}_{sj}^2) \tag{12}$$

$$V_{sj} = \frac{1}{2}k_s \{ [v_{sj} - v(x_{sj}, t)]^2 + [w_{sj} - w(x_{sj}, t)]^2 \} \tag{13}$$

식 (6)을 식 (12)와 식 (13)에 대입하면 각 스톡브릿지 댐퍼의 위치에너지를 이산화된 형태로 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$V_{sj} = \frac{1}{2}k_s v_{sj}^2 - v_{sj} \boldsymbol{\Phi}_{sj}^T \mathbf{q}_v + \frac{1}{2} \mathbf{q}_v^T \mathbf{K}_{sj} \mathbf{q}_v + \frac{1}{2}k_s w_{sj}^2 - k_s w_{sj} \boldsymbol{\Phi}_{sj}^T \mathbf{q}_w + \frac{1}{2} \mathbf{q}_w^T \mathbf{K}_{sj} \mathbf{q}_w \tag{14}$$

여기서

$$\mathbf{K}_{sj} = k_s \boldsymbol{\Phi}_{sj}^T \boldsymbol{\Phi}_{sj}, \quad \boldsymbol{\Phi}_{sj} = \boldsymbol{\Phi}(x_{sj}) \tag{15a,b}$$

이다. 따라서 총 운동에너지와 총 위치에너지는 다음과 같이 표현된다.

$$T_{total} = T_c + \sum_{j=1}^m T_{sj} \tag{16}$$

$$V_{total} = V_c + \sum_{j=1}^m V_{sj} \tag{17}$$

식 (16)과 식 (17)을 라그랑지 방정식에 대입하면 다음과 같은 운동방정식이 유도된다. 댐핑은 Rayleigh 소산 댐핑으로 가정하였다.

$$\mathbf{M}_t \ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}_t \dot{\mathbf{q}} + \mathbf{K}_t \mathbf{q} = \mathbf{Q} \tag{18}$$

여기서 $\mathbf{q} = [\mathbf{q}_u^T \mathbf{q}_v^T \mathbf{q}_w^T \mathbf{q}_s^T]^T$ 는 케이블의 변위와 관련된 일반 좌표들과 각 스톡브릿지 댐퍼의 변위로 구

성되어 있는 변위벡터이다. 여기서 $\mathbf{q}_s = [v_{s1} w_{sj} v_{s2} w_{s2} \dots v_{sm} w_{sm}]^T$ 이다. 그리고 $\mathbf{Q} = [\mathbf{Q}_u^T \mathbf{Q}_v^T \mathbf{Q}_w^T \mathbf{0}_{1 \times 2m}]^T$ 는 케이블의 각방향 변위와 관련된 일반화된 힘벡터로 구성되어 있다. 여기서 $\mathbf{0}_{1 \times 2m}$ 는 $1 \times 2m$ 영행렬이다. 총 질량, 댐핑, 강성행렬들은 다음과 같다.

$$\mathbf{M}_t = \begin{bmatrix} \mathbf{M}_c & \mathbf{0}_n & \mathbf{0}_n & \mathbf{0}_{n1} & \dots & \mathbf{0}_{n1} \\ \mathbf{0}_n & \mathbf{M}_c & \mathbf{0}_n & \mathbf{0}_{n1} & \dots & \mathbf{0}_{n1} \\ \mathbf{0}_n & \mathbf{0}_n & \mathbf{M}_c & \mathbf{0}_{n1} & \dots & \mathbf{0}_{n1} \\ \mathbf{0}_{1n} & \mathbf{0}_{1n} & \mathbf{0}_{1n} & m_s & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \mathbf{0}_{1n} & \mathbf{0}_{1n} & \mathbf{0}_{1n} & 0 & \dots & m_s \end{bmatrix} \tag{19a}$$

$$\mathbf{C}_t = \begin{bmatrix} \mathbf{C}_u & \mathbf{0}_n & \mathbf{0}_n & \mathbf{0}_{n1} & \dots & \mathbf{0}_{n1} \\ \mathbf{0}_n & \mathbf{C}_v & \mathbf{0}_n & c_s \boldsymbol{\Phi}_{s1}^T & \dots & \mathbf{0}_{n1} \\ \mathbf{0}_n & \mathbf{0}_n & \mathbf{C}_w & \mathbf{0}_{n1} & \dots & c_s \boldsymbol{\Phi}_{s1}^T \\ \mathbf{0}_{1n} & c_s \boldsymbol{\Phi}_{s1}^T & \mathbf{0}_{1n} & c_s & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \mathbf{0}_{1n} & \mathbf{0}_{1n} & c_s \boldsymbol{\Phi}_{s1} & 0 & \dots & c_s \end{bmatrix} \tag{19b}$$

$$\mathbf{K}_t = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_u & \mathbf{K}_{uw} & \mathbf{0}_n & \mathbf{0}_{n1} & \dots & \mathbf{0}_{n1} \\ \mathbf{K}_{uw}^T & \mathbf{K}_v^* & \mathbf{0}_n & k_s \boldsymbol{\Phi}_{s1}^T & \dots & \mathbf{0}_{n1} \\ \mathbf{0}_n & \mathbf{0}_n & \mathbf{K}_w^* & \mathbf{0}_{n1} & \dots & k_s \boldsymbol{\Phi}_{sm}^T \\ \mathbf{0}_{1n} & k_s \boldsymbol{\Phi}_{s1}^T & \mathbf{0}_{1n} & k_s & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \mathbf{0}_{1n} & \mathbf{0}_{1n} & k_s \boldsymbol{\Phi}_{sm} & 0 & \dots & k_s \end{bmatrix} \tag{19c}$$

여기서 $\mathbf{0}_n$ 은 $n \times n$ 영행렬, $\mathbf{0}_{n1}$ 은 $n \times 1$ 영행렬, $\mathbf{0}_{1n}$ 은 $1 \times n$ 영행렬이다. 그리고

$$\mathbf{K}_v^* = \mathbf{K}_v + \sum_{j=1}^m \mathbf{K}_{sj}, \quad \mathbf{K}_w^* = \mathbf{K}_w + \sum_{j=1}^m \mathbf{K}_{sj} \tag{20a,b}$$

식 (18)은 2차 행렬 상미분방정식인데, Matlab을 사용하기 위해서는 다음과 같은 상태방정식으로 변환하는 것이 바람직하다.

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{z}} &= \mathbf{A}^* \mathbf{z} + \mathbf{B}^* \mathbf{f} \\ \mathbf{y} &= \mathbf{C}^* \mathbf{z} + \mathbf{D}^* \mathbf{f} \end{aligned} \tag{21}$$

여기서 $\mathbf{z} = [\mathbf{q}^T \dot{\mathbf{q}}^T]^T$ 이고 \mathbf{f} 는 기진력을 나타낸다. 그리고

$$\mathbf{A}^* = \begin{bmatrix} \mathbf{0}_p & \mathbf{I}_p \\ -\mathbf{M}_t^{-1} \mathbf{K}_t & -\mathbf{M}_t^{-1} \mathbf{C}_t \end{bmatrix}, \quad \mathbf{D}^* = \mathbf{0} \tag{22a,b}$$

여기서 $p = 3n + 2m$ 으로 총자유도가 된다. \mathbf{B}^* 는 외력이 가해지는 형태에 따라 완성되고, \mathbf{C}^* 는 어떤 센

서를 어느 위치에 사용하느냐에 따라 결정된다. D^* 의 크기도 이에 따라 달라진다.

3. 응답계산

송전선과의 연성 진동 문제를 풀기 위해서 Table 1에 보이는 파라미터 값이 사용되었다. 그리고 원점으로부터 $x_a = 129$ m되는 위치에 한 개의 기진력이 y 방향으로 작용하고, 그 위치에서 y 방향 변위를 한 개의 센서를 이용해 계측한다고 가정하였다. 이 경우

$$B^* = \begin{bmatrix} 0 \\ M_t^{-1} B_t \end{bmatrix} \quad (23)$$

가 되고, 여기서

$$B_t = [0_{1 \times n} \ \Phi(x_a) \ 0_{1 \times n} \ 0_{1 \times 2m}]^T \quad (24)$$

이다. 그리고 센서 행렬은 다음과 같이 된다.

$$C^* = [0_{1 \times n} \ \Phi(x_a) \ 0_{1 \times n} \ 0_{1 \times n} \ 0_{1 \times 2m}] \quad (25)$$

Fig. 1에 보이는 스톡브릿지 댐퍼의 고유진동수는 대략 13 Hz로 알려져 있다. 그렇지만 송전선의 고유진동모드가 1 Hz 부근에 댐퍼의 고유진동수를 1 Hz로 가정하였다. 또한 댐퍼의 댐핑값이 알려져 있지 않아 우선 1% 감쇠로 가정하였다. 설치 매뉴얼에는

Table 1 Parameters for transmission line

Parameters	Value
ρ	3480 kg/m ³
A	480.8 × 10 ⁻⁶ m ²
E	81.92 GPa
L	300 m
T	20.69 kN
m_s	6.4 kg

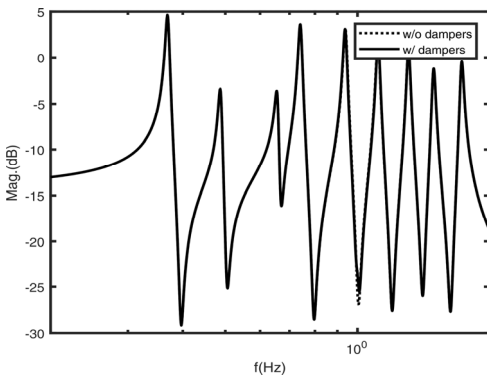


Fig. 4 Frequency response curve ($\zeta_s = 0.01$, $x_s = 1.4$ m, 298.6 m)

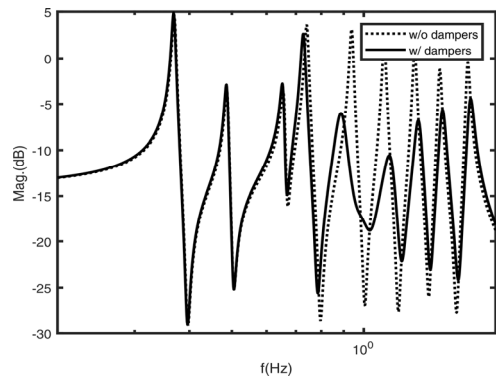


Fig. 6 Frequency response curve ($\zeta_s = 0.1$, $x_s = 15$ m, 285 m)

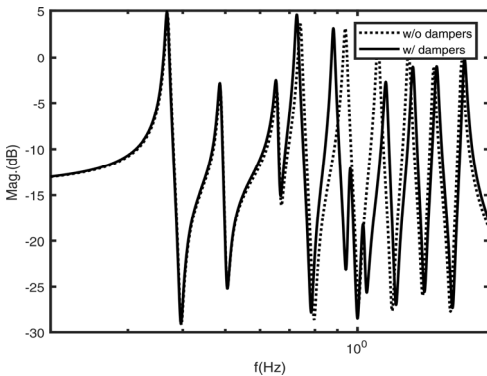


Fig. 5 Frequency response curve ($\zeta_s = 0.01$, $x_s = 15$ m, 285 m)

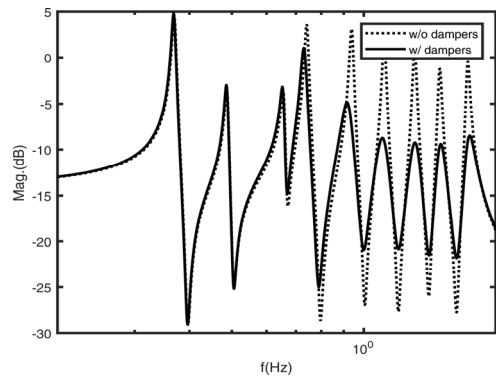


Fig. 7 Frequency response curve ($\zeta_s = 0.3$, $x_s = 15$ m, 285 m)

송전선 양단에서 1.4 m 떨어진 위치에 두 개의 스톡브릿지 댐퍼를 설치하는 것으로 되어 있다. 이와 같은 댐퍼가 설치된 경우와 댐퍼가 없는 경우의 주파수 응답 곡선을 구한 결과가 Fig. 4와 같다. 그림에 보이는 것처럼 설치 매뉴얼의 위치에 댐퍼를 설치하는 경우 주파수 응답곡선에 거의 변화가 없다. 이 위치에서 송전선의 진동의 크기가 작기 때문이다.

설치 매뉴얼 상에 나와 있는 대로 현재 사용중인 댐퍼를 설치할 경우 진동 저감 효과가 확인되지 않기 때문에 우선 댐퍼의 위치를 양단에서 15 m 떨어진 곳으로 이동하는 것으로 고려하고 수치계산을 수행하였다. Figs. 5~7은 스톡브릿지 댐퍼의 댐핑값을 1%, 10%, 30%로 바꿀 경우의 주파수 응답 곡선을 보여준다. 그림에서 알 수 있듯이 댐퍼의 설치 위치를 바꿀 경우 진동 저감 효과가 나타남을 알 수 있다. 이는 양단 15 m 되는 위치에서 송전선의 진동이 어느 정도 발생해 댐퍼가 성능을 발휘할 수 있기 때문인 것으로 사료된다.

Figs. 5~7을 비교해보면 댐퍼의 댐핑값이 커질수록 제어할 수 있는 주파수 대역이 커짐을 알 수 있다. 이는 일자유도계에 대해 tuned mass damper를 적용할 경우와 동일한 결과이다. 따라서, 스톡브릿지 댐퍼의 고유진동수를 되도록이면 낮추고 댐핑값을 키우는 구조로 재설계할 필요가 있는 것으로 보인다. 그리고 스톡브릿지 댐퍼의 설치 위치를 현재 보다 양단에서 떨어진 곳에 설치해야 댐퍼의 효과를 볼 수 있을 것으로 예상된다. 송전선의 스톡브릿지 댐퍼 설치 위치에 대한 추가적인 조사가 필요함을 알 수 있다. 또한 스톡브릿지 댐퍼의 설계 규격이 존재하지 않는 상황인데 구조적인 파라미터 값에 대한 재정립이 필요한 시점으로 보인다. 이 연구에서 얻어진 이론 모델은 이런 조사를 위해 유용하게 사용될 수 있을 것으로 기대된다.

4. 결 론

이 연구에서는 스톡브릿지 댐퍼를 장착한 단도체 송전선의 동적 모델링을 유도하고 수치해석을 통해 댐퍼의 유효성을 검증하였다. 동적 모델을 유도하기 위해 가정모드법과 라그랑지 방정식이 사용되었으며, 행렬 상미분방정식 형태의 운동방정식이 유도되었다. 이 연구에서 유도한 행렬 운동방정식은 고유치해석

뿐만 아니라 임의의 외력에 대한 송전선의 진동응답 계산에 효과적으로 사용될 수 있다.

유도된 운동방정식과 실제 송전선의 물성치를 토대로 임의의 가진에 대한 송전선 진동변위의 주파수 응답곡선이 계산되었다. 수치계산 결과는 현재 설치매뉴얼상의 댐퍼 위치가 송전선의 진동을 억제하는데 크게 도움이 되지 않는 것으로 나타나 차후 설치 위치에 대한 재검토가 필요할 것으로 보인다.

스톡브릿지 댐퍼의 위치 및 물성치에 대한 수치 시뮬레이션을 통해 댐퍼의 고유진동수를 송전선의 고유진동수에 튜닝할 필요가 있음을 보여준다. 또한 댐핑값을 높이는 것이 바람직할 것으로 보인다. 따라서 현재 사용하고 있는 스톡브릿지 댐퍼의 구조와 설치 위치를 개선할 필요가 있을 것으로 보인다. 향후 와류에 기인한 aeolian진동응답에 대한 연구가 진행될 예정이다.

References

- (1) Den Hartog, J. P., 1932, Transmission Line Vibration due to Sleet, Transactions of the American Institute of Electrical Engineers, Vol. 51, No. 4, pp. 1074~1076.
- (2) Davison, A. E., 1930, Dancing Conductors, Transactions of the American Institute of Electrical Engineers, Vol. 49, No. 4, pp. 1444~1449.
- (3) Koo, J. R., 2010, Galloping Phenomenon and Analysis Natural Frequency for Conductor Transmission Line, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 378~379.
- (4) Gawronski, K., 1977, Computer Simulation of Galloping Catenaries, Electric Power Systems Research, Vol. 1, No. 4, pp. 283~289.
- (5) Desai, Y. M., Yu, P., Popplewell, N. and Shah, A. H., 1995, Finite Element Modelling of Transmission Line Galloping, Computers & Structures, Vol. 57, No. 3, pp. 407~420.
- (6) Zhang, Q., Popplewell, N. and Shah, A. H., 2000, Galloping of Bundle Conductor, Journal of Sound and Vibration, Vol. 234, No. 1, pp. 115~134.
- (7) Lee, H.-K., 1997, A Study on Subspan Oscillation Analysis of 6 Bundle Conductor Transmission Lines, Transactions of the Korean Society for Noise and

Vibration Engineering, Vol. 7, No. 5, pp. 729~736.

(8) Kwak, M. K., Koo, J. R. and Bae Y. C., 2014, Dynamic Modeling of Transmission Line Galloping Vibrations, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 518~522

(9) Wagner, H., Ramamurti, V., Sastry, R. V. R. and Hartman, K., 1973, Dynamics of Stockbridge Dampers, Journal of Sound and Vibration, Vol. 30, No. 2, pp. 207~229.

(10) Dhotarad, M. S., Ganesan, N. and Rao, B. V. A., 1978, Transmission Line Vibration with Dampers, Journal of Sound and Vibration, Vol. 60, No. 4, pp. 604~606.

(11) Hagedorn, P., 1982, On the Computation of Damped Wind-excited Vibrations of Transmission Lines, Journal of Sound and Vibration, Vol. 83, No. 2, pp. 253~271.

(12) Vecchiarelli, J., Currie, I. G. and Havard, D. G., 2000, Computational Analysis of Aeolian Conductor Vibration with a Stockbridge-type Damper, Journal of Fluids and Structures, Vol. 14, pp. 489~509.

(13) Kim, C. J., 2016, Determination of Design Parameters of Stockbridge Damper, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 26, No. 7, pp. 814~819.

(14) Park, S., Song, O., 2018, Vibration Characteristics of Stockbridge Damper for Transmission Line, Transactions

of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 28, No. 4, pp. 417~422.

(15) Irvine, H. M. and Caughey, T. K., 1974, The Linear Theory of Free Vibrations of a Suspended Cable, Proc. R. Soc. Lond. A., Vol. 341, pp. 299~315.



Jae-Raeyang Koo received B.S. degree in Dept. of Mechanical Engineering from Sungkyunkwan University in 1994 and M.S. degree in Dept. of Mechanical Engineering from Chungnam University in 2004. He is currently a senior researcher at the Korea Electric Power Research Institute in Daejeon, Korea. His research area is acoustic vibration of structure.



Oh-Seop Song received B.S. degree from the Dept. of Mechanical Design Engineering at Seoul National University. His Ph.D. degree was awarded by Virginia Polytechnic Institute & State University. He is currently a professor in the Dept. of

Mechanical Engineering at Chungnam National University, Daejeon, Korea.

바닥충격음 연구현황 및 전망

Review and Perspective on the Researches of Floor Impact Sound

정 정 호[†]
JeongHo Jeong[†]

(Received April 18, 2019 ; Revised May 21, 2019 ; Accepted May 21, 2019)

Key Words : Floor Impact Sound(바닥충격음), Review of Previous Studies(연구 리뷰)

ABSTRACT

Since the last 30 years, there have been various studies conducted on different topics related to floor impact sound. In this study, the papers and proceedings presented at KSNVE (The Korean Society for Noise and Vibration Engineering) for the past 30 years are sorted as per the topics, and the results were analyzed. The main subjects of these floor impact sound papers were floor impact sound isolation system, including the resilient materials, and papers on measurement and evaluation methods and prediction. Research on the prediction of floor impact sound has been conducted since 2005. Recently, research has been conducted on improving the floor impact sound isolation performance of existing apartment buildings or remodeling houses. For the slabs of apartment buildings, establishing a method for predicting the floor impact sound is imperative. It is urgent to issue international standards for the SNQ and classification scheme of rubber ball impact sound. Furthermore, adding the rubber ball impact sound measurement method as part of international standards is necessary. It is considered that the simple measurement method of rubber ball impact sound can be useful for the investigation of basic data for the development of quality control techniques in this field.

1. 서 론

공동주택 보급이 증가하고 우리나라의 주요한 주거 형태로 자리 잡음에 따라, 바닥충격음은 관련 민원과 관심은 지속적으로 증가되고 있다. 1990년 말부터 공동주택에서 발생하는 바닥충격음을 저감하기 위한 연구가 본격적으로 시작되었다. 이후 2000년대부터 완충재 개발, 측정·평가 방법 연구 등 다양한 연구 결과가 발표되고 있다. 바닥충격음 관련 연구 결과는 한국소음진동공학회에서 가장 많이 발표되고 있으며, 최근까지 다양한 연구결과가 지속적으로 활

발히 논의되고 있다. 최근에는 기존 주택의 바닥충격음 차단성능 개선을 위한 연구, 바닥충격음 관련 제도 개선 및 표준 기반 확충 등이 이루어지고 있다.

바닥충격음 관련 연구는 약 30여 년 동안 다양한 주제로 연구가 수행되었으나, 아직도 바닥충격음 관련 민원과 불만이 제기되고 있다. 이에 이 연구에서는 지난 30여 년 동안 한국소음진동공학회에서 발표된 논문과 학술발표를 바닥충격음 관련 제도, 표준 개선 등의 분류로 구분하고 세부 주제별로 비교하고자 한다. 이를 통해 과거 수행된 바닥충격음 연구 분야를 확인하고 그간 부족했고 시급하게 필요한 바닥충격음 연구 분야를 도출하여 제시하고자 한다.

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

‡ Recommended by Editor Jong Kwan Ryu
© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

2. 제도 및 표준 기반

한국환경공단의 층간소음 이웃사이센터 콜센터와 온라인으로 접수된 층간소음 관련 상담은 2017년 22 849건으로 2012년 개소된 이후 지속적으로 증가하고 있다⁽¹⁾. 바닥충격을 관련 제도 및 기준이 시행되고 여러 가지 바닥충격음 저감을 위한 연구가 수행되고 있지만, 층간소음 관련 민원은 줄어들지 않고 있다. 이러한 원인을 분석하기 위해 우선 바닥충격음 관련 제도 시행과 개선, 바닥충격음 관련 표준 기반에 대하여 검토하였다. Table 1은 바닥충격음 관련 국가표준 제·개정과 제도 시행에 대한 내용을 시간순서에 따라 정리한 것이다.

바닥충격음 저감 등을 위한 연구, 개발을 위해서는 관련 표준기반 구축이 선행되어야 한다. 바닥충격음 차단성능을 측정하기 위한 표준은 1996년 최초로 제정⁽²⁾되었으며, 2001년 경량·중량충격음 측정방법으로 각각 분리하여 개정^(3,4)되었다. 2012년에는 표준 중량 충격원으로 고무공 충격원이 KS F 2810-2에 추가로 규정되었다. 이와 같은 표준 제·개정을 바탕으로 바닥충격음 차단구조와 관련 기준 등에 대한 연구가 시작되었다.

바닥충격음 관련 제도는 2002년 주택건설기준 등에 관한 규정 개정안에 경량과 중량충격음에 대한 기준이 반영되었으며, 공동주택 바닥충격음 차단구조 인정 및 관리 기준이 2005년부터 시행되었다. 이후 2014년에는 해당 고시안이 고무공 충격원에 대한 내용과 현장과 실험실 성능 차이를 최소화하기 위한 내용이 추가되었다. 또한 2014년에는 소규모 공동주택, 고시원과 오피스텔에도 층간소음 기준을 적용하도록 하였다. 우리나라는 바닥충격음 관련 기준을 의무화한 유일한 국가이며, 이는 바닥충격음 관련 민원이 많고 폭력, 살인과 같은 사회적 문제로 표출되기 때문으로 판단된다.

Table 2는 바닥충격음 관련 ISO 국제표준과 KS 표준을 비교한 것이다. 바닥충격음 관련 국제표준 구성은 Table 2와 같이 연구개발 단계 등을 고려하여 마감재와 완충재의 물성 측정에서부터, 시험방법, 단일수치평가량 평가방법, 예측방법과 평가등급으로 구분할 수 있다. 시험방법은 시험의 정확도 등급과 시험 환경에 따라 시험실 측정방법(accuracy grade 1 - precision method), 현장 측정방법(accuracy grade 2 - engineering method)과 간이 측정방법(accuracy grade 3 - survey

method)로 구성된다. 간이 측정 방법은 시험실과 현장 측정 방법을 간략화한 방법으로 현장에서의 품질관리 시험, 최종 제품의 개략적인 성능 파악 등에 활용될 수 있을 것으로 판단된다. ISO 국제표준에는 경량충격음 예측에 대한 표준(ISO 12354-2)⁽⁵⁾과 예측시 입력

Table 1 History of floor impact sound standards and legal system

Date	Content
1996. 9	Establishment of floor impact sound measurement method (KS F 2810)
2001. 6	Revision of floor impact sound measurement method (KS F 2810-1(Light-weight sound), KS F 2810-2(Heavy-weight sound))
2001. 6	Establishment of floor impact sound evaluation method (KS F 2863-1(Light-weight sound), KS F 2863-2(Heavy-weight sound))
2002. 11	Announcement of amendments to regulations on housing construction codes (Light-weight sound : 58 dB, Heavy-weight sound : 50 dB)
2003. 1	Announcement of enactment of floor impact sound level in apartment buildings
2003. 4	Announcement of mandatory labelling of floor impact sound isolation performance grades for apartment building
2003. 12	Public hearing to establish legal standards for floor impact sound
2004. 1	Announcement of building regulations revision on housing construction codes
2005. 7	Announcement of notification 2005-189 on classification of floor impact sound from Ministry of Construction and Transportation
2007. 7	Mandatory installation of certified floor impact sound isolation system
2012. 7	Public hearing for the revision of building regulation on floor impact sound
2012. 12	Revision of floor impact sound measurement method (KS F 2810-2) - including rubber impact sound source
2014. 2	Implementation of noise limit and compensation standard between floors (Ministry of Environment)
2014. 5	Recognition of the structure of floor impact sound protection for apartment buildings and the revision of management standards (Adding rubber impact source, minimizing the difference between field and laboratory performance)
2014. 8	Application of floor impact sound regulation on small apartment buildings, small rooms for students and office hotel

량으로 필요한 물성 등을 측정하는 방법(ISO 10848-1~4)⁽⁶⁻⁹⁾이 규정되어 있으며, 최근에는 주거용 건축물의 음향 성능(경량충격음, 공기전달음, 외피차음성능, 설비소음 등)에 대한 평가 등급과 표시 방법에 대한 표준 제정⁽¹⁰⁾을 추진하고 있다. 그러나 중량충격음은 시험실과 현장 측정방법에만 고무공 충격원을 활용하는 방법이 ISO 표준에 반영되어 있으며, 고무공 충격음 단일 수치 평가 방법의 국제표준화가 추진되고 있다. KS의 경우 뱀머신과 고무공 충격원을 활용하는 중량충격음에 대한 내용은 표준화되어 있지만, 간이 측

정방법, 예측방법과 평가 등급에 대한 내용은 부족한 실정이다. 위의 내용에 대한 ISO 표준을 부합화한 KS 제·개정 추진이 필요하며, 이때 우리나라의 상황과 기술 여건 등 제반 요소를 고려하여 선별적으로 부합화하거나 우리 고유의 기술 등을 반영하여 표준화하는 방안을 고려할 수 있다. 중량충격음 측정·평가 기술은 우리나라가 유럽, 북미의 국가들보다 먼저 추진하고 있어 우리의 중량충격음 측정·평가 방법과 등급(고무공 충격원 기반)을 국제표준으로 추진하고 있다. 중량충격음 예측 기술의 경우 우리나라에서 수행

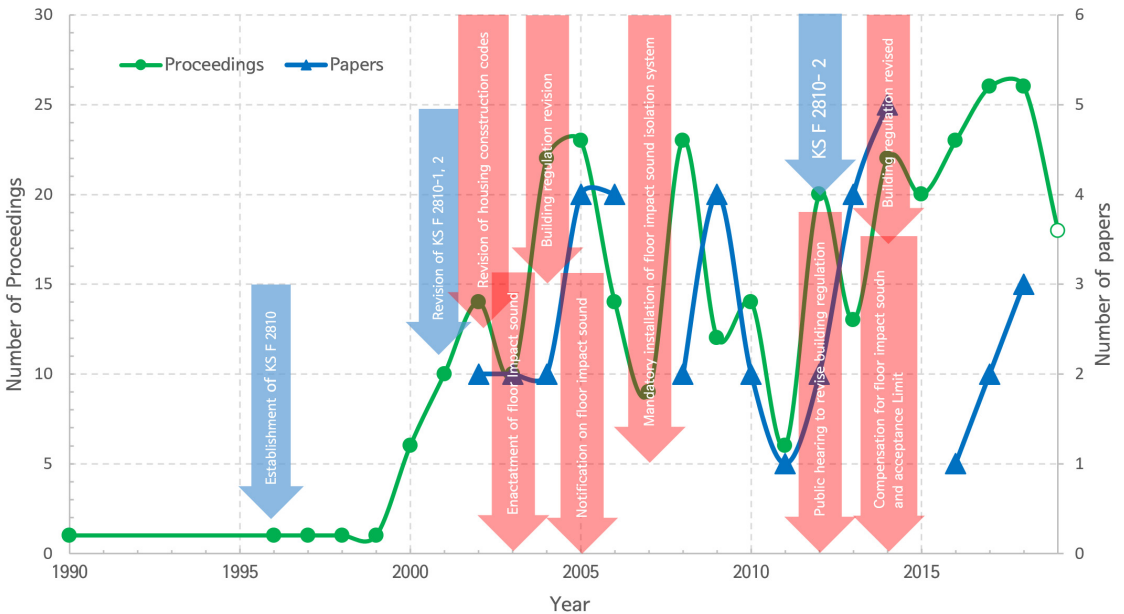


Fig. 1 Number of papers and proceedings and major issue related to floor impact sound from the 1990s to at present sorted by year

Table 2 Standardization status and composition of ISO, KS on floor impact sound

Standard	ISO		KS	
	Light	Heavy	Light	Heavy
Impact source				
Classification scheme	ISO NP TS 19488	-	-	-
SNQ	ISO/DIS 717-2		KS F 2863-1	KS F 2863-2
Survey method	ISO 10052	ISO/CD 10052	KS F ISO 10052	-
Field measurement	ISO 16283-2		KS F 2810-1 KS F ISO 16283-2	KS F 2810-2 KS F ISO 16283-2
Prediction method	ISO 12354-2 ISO 10848-1~4	-	KS F ISO 10848-1~4	-
Laboratory method	ISO 10140-3 ISO 10140-5		KS F ISO 10140-3 KS F ISO 10140-5	
Material property	ISO 9052-1 ISO 16251-1	-	KS F 2868 KS F 2865	KS F 2865

한 연구 결과를 종합하고 표준안을 수립하여 국제표준으로 제안할 수 있을 것으로 판단된다. 또한 중량 충격음 예측 기술은 바닥충격음 저감기술 개발과 성능 검증 등에 효과적으로 사용할 수 있으며, 다양한 공동주택 구조의 최적화에도 활용할 수 있다. 이를 바탕으로 현장에서의 품질관리 요인 도출과 품질관리 기법 개발, 활용에도 효과적으로 활용할 수 있다.

3. 바닥충격음 관련 연구 현황

한국소음진동공학회에서는 1990년 부터 바닥충격음 연구 결과 발표가 시작되었으며⁽¹¹⁾, 2000년 부터 활발하게 발표되었다. 바닥충격음 관련 연구 논문은 2002년 발표된 이후 지속적으로 발표되고 있다.

Fig. 1은 한국소음진동공학회에 발표된 바닥충격음 관련 연구 논문과 학술발표건수를 연도별로 정리하고, Table 1의 바닥충격음 관련 주요 이슈와 함께 정리한 것이다. 2019년 3월 현재 한국소음진동공학회에 발표된 바닥충격음 연구 논문은 40편이며, 327건의 학술발표가 발표되었다(2019년 춘계학술대회 포함). 바닥충격음 관련 연구 발표는 2001년 KS F 2810-1, 2 개정 전후로 급격히 증가되었으며, 국토교통부의 바닥충격음 관련 법제화에 따라 저감구조 개발 등 다양한 연구가 활발하게 추진, 발표된 것으로 판단된다. 2005년 바닥충격음 차단구조 인정제도 시행 이후 다소 감소하였으며, 2007년 연구 발표가 증가되었지만, 이후 다시 감소하였다. 이는 바닥충격음 차단구조 인정제도와 관련 시장이 완충재를 포함한 차단구조로 안정화되었기 때문으로 판단된다. 2012년 관련 연구는 고무공 충격원을 포함하는 KS F 2810-2 개정과

시험실과 현장의 차이를 줄이기 위한 국토부 고시안 개정으로 다시 증가하였으며 현재까지 지속적으로 연구결과가 발표되고 있다. 2014년에는 환경부의 층간소음 배상 및 수인한도 기준 수립과 기존 공동주택과 리모델링 공동주택에서의 바닥충격음 차단성능 향상을 위한 연구 요구로 1990년 이후 가장 많은 연구결과가 발표되고 있다. 연구 논문 발표는 학술발표 건수의 약 12% 정도 수준이었으며, 학술발표와 1년~2년 정도 차이로 유사한 경향을 갖는 것으로 나타났다. 이는 연구과정의 결과를 학술발표하고 종합적으로 정리하여 연구 논문으로 발표하기 때문으로 사료된다.

Table 3은 1990년 이후 발표된 학술발표와 논문을 1저자의 소속기관별로 구분하여 정리한 것이다. 바닥충격음 관련 학술발표는 교육기관의 비중이 높기는 하지만 산/학/연 모두 활발하게 발표하고 있지만, 논문은 학/연 중심으로 게재되고 있다. 바닥충격음 연구는 다양한 저감구조, 측정, 평가 방법 개발 등에 관한 것으로 산업계의 경우 연구 결과에 대한 지적재산권 문제, 연구결과 공표에 대한 부담 등도 영향을 미치는 것으로 사료된다.

3.1 바닥충격음 논문 게재 현황

한국소음진동공학회에 발표된 40편의 바닥충격음 관련 논문은 바닥충격음 저감 대책, 측정·평가 방법, 예측과 기타 주제로 세부 주제별로 분류할 수 있다. Table 4는 40편의 논문을 주제별로 구분하고 정리한 것이다. Table 4에서와 같이 저감구조에 대한 논문은 약 35%, 측정·평가에 대한 논문은 32.5%, 바닥충격음 예측에 대한 논문은 22.5%였으며, 층간소음에 대한 설문조사와 청감평가 등 기타 주제에 대한 논문은 10%였다.

바닥충격음 저감구조에 대한 연구는 저감방안별 성능평가를 바탕으로⁽¹²⁾으로 다양한 저감 방안과 천장과

Table 3 Number of proceedings and papers sorted by the organization of the first author

Organization	Proceedings		Papers	
	No	Percentage	No	Percentage
Educational	142	43.4 %	21	52 %
Research institute	97	29.7 %	15	38 %
Industry	75	22.9 %	4	10 %
Civic group	12	3.7 %	-	-
Public organization	1	0.3 %	-	-
Sum	327	100 %	40	100 %

Table 4 Number of papers sorted by the topic

Topic	No. of papers	Percentage
Isolation system and materials	14	35 %
Measurement & evaluation	13	32.5 %
Prediction	9	22.5 %
Etc.	4	10 %
Sum	40	100 %

벽을 통한 저감 방안⁽¹³⁾이 연구되었다. 우리나라의 바닥충격을 저감구조는 대부분 완충재를 사용한 뜬바닥구조를 기반으로 하고 있으며, 완충재 개선을 위한 물성개선 및 바닥충격음 레벨에의 영향⁽¹⁴⁻¹⁷⁾, 공동주택 평면구조와 완충재의 영향 등⁽¹⁸⁾에 대한 논문이 게재되었다. 또한 바닥충격 에너지를 저감시키기 위한 제진재가 적용된 바닥구조에 대한 연구⁽¹⁹⁾도 수행되었다. 완충재 위쪽에 시공되는 경량기포 콘크리트 개선에 대한 연구결과⁽²⁰⁾와 슬래브와 상부 바닥구조가 일체된 저감 구조⁽²¹⁾에 대한 연구도 수행되었으며, 일부 연구 결과는 실제 시공까지 반영된 것으로 알려져 있다. 이와 같은 바닥충격음 저감재가 적용된 공동주택의 중량충격음 특성과 기준 만족 정도에 대한 현장조사 결과⁽²²⁾가 발표되었다. 최근에는 기존 공동주택 및 리모델링시 바닥충격음 저감을 위한 천장, 마감재 및 건식구조에 대한 관심이 증가되고 있으며, 이에 대한 연구결과⁽²³⁻²⁵⁾는 2002년 부터 발표되고 있다.

실제 공동주택에서 발생하는 충격음을 효과적으로 저감하기 위해서는 실제 충격원과 가장 유사한 충격원을 측정하고 거주자가 느끼는 거슬림 등 주관적 반응과 상관성이 가장 높은 평가 방법으로 평가하는 것이 효과적이다. 이와 관련된 바닥충격음 측정·평가 방법에 대한 연구도 활발하게 수행되고 있다. 충격원에 대한 연구가 가장 먼저 수행되었으며, 실제 충격원에 대한 정의^(26,27)와 임팩트 볼(rubber ball)과 실충격원 특성 비교에 대한 연구 결과^(28,29)가 발표되었다. 이후 바닥충격음 측정시 수음실의 잔향시간과 음장 특성이 바닥충격음 레벨에 미치는 영향에 대한 조사와 개선 방법에 대한 결과⁽³⁰⁻³³⁾가 제시되었다. 청감실험 결과를 기반으로 한 바닥충격음과 공동주택의 복합 생활소음 평가 등급과 평가 방법 개선에 대한 연구 결과^(34,35)와 함께 슬래브 구조 자체의 충격음과 진동 특성 평가에 대한 연구^(36,37)도 수행되었다. 바닥충격음 레벨 측정, 평가 방법과 함께 완충재⁽³⁸⁾와 모르타르⁽³⁹⁾와 같은 공동주택 바닥구조 구성 재료별 성능 측정 방법 개선을 위한 연구가 수행되었으며, 일부 완충재에 대한 연구결과는 제도 개선과도 관련된 것으로 판단된다.

바닥충격음 차단 예측은 바닥충격음 저감 성능이 우수한 구조 설계, 보수·보강 방법 개발과 향후 현장에서의 시공 품질 관리 기법 개발 등 다양한 분야에서 활용될 수 있다. 경량충격음의 예측 방법은 유럽

국가를 중심으로 예측 방법이 개발되고 표준화⁽⁴⁰⁾되었다. 중량충격음 예측에 대한 연구 결과는 2003년 부터 논문으로 발표되었으며, 초기에는 충격원 가진시 구조체로 전달되는 진동량 측정을 통한 전달경로와 진동 전달률 연구^(41,42)로 시작되었다. 이후 중량충격음 예측을 위해 유한요소법을 이용한 2차원 바닥 충격진동 해석에 대한 연구⁽⁴³⁾와 공동주택 축소 모형을 이용한 연구⁽⁴⁴⁾와 같이 다양한 이론적, 실험적 방법을 활용한 연구가 수행되었다. 이후 우리나라의 벽식 구조 공동주택의 슬래브 구조 모델링과 주파수 응답 함수 연구를 통한 바닥충격음 예측에 대한 연구 결과^(45,46)가 발표되었다. 구축된 예측 모델을 바탕으로 완충재가 적용된 경우 저주파 대역 중량충격음 증폭 현상⁽⁴⁷⁾과 수음실에서의 음향 모드로 인한 중량충격음 특성⁽⁴⁸⁾을 해석적으로 설명한 연구와 완충재가 적용된 뜬바닥구조의 동특성에 대한 연구⁽⁴⁹⁾도 수행되었다. 바닥충격음 예측을 위한 연구가 지속적으로 수행되었지만, 바닥충격음 성능이 우수한 공동주택 설계에 활용하기 위해서는 지속적인 후속연구와 예측 방법 표준화 등이 필요하다. 유럽 국가들은 경량충격음 뿐만 아니라, 공기전달음, 실내음향 특성 등에 대한 예측 방법을 수립하고 표준화하여 실제 다양한 건축물의 음향설계에 활용하고 있다. 또한 지속적으로 예측의 정확도 향상을 위한 연구도 꾸준히 추진하고 있다.

바닥충격음과 관련된 기타 연구로는 주거환경에서의 생활소음에 대한 감성적 반응 조사⁽⁵⁰⁾, 층간소음의 성가심과 생활감에 대한 설문조사 연구⁽⁵¹⁾와 바닥충격음에 대한 거주자 만족도 조사 결과⁽⁵²⁾도 발표되었다. 공동주택 거주자의 층간소음 반응에 대한 연구가 일정한 주기로 조사되었지만, 서로 다른 연구 방법으로 추진되었다. 향후 동일한 연구 방법을 활용하여 주기적으로 조사하는 장기간에 걸친 거주자 반응 연구 등도 추진되어야 한다.

3.2 바닥충격음 학술발표 현황

바닥충격음에 대한 한국소음진동공학회 학술발표는 1990년 부터 시작되었으며, 2000년 부터 증가하기 시작하여 2019년 현재 327편의 학술발표가 이루어졌다. Table 3에서와 같이 학술발표는 게재된 논문보다 넓은 주제를 다루고 있었으며, 산/학/연 다양한 연구자가 발효하였다.

327편의 학술발표를 Table 4의 발표 주제별로 구

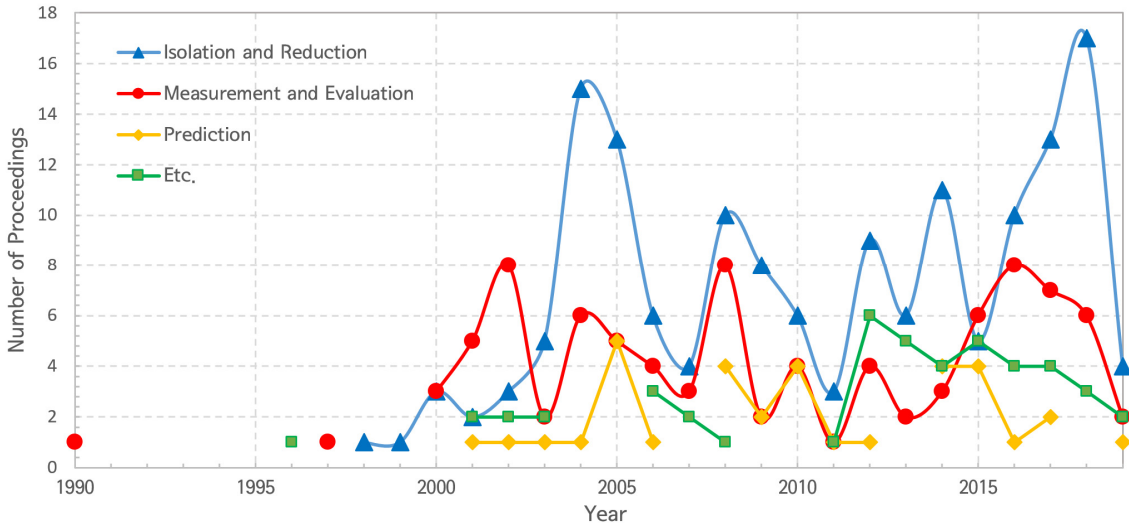


Fig.2 Number of papers and proceedings in each topic of floor impact sound from the 1990s to at present sorted by year

Table 5 Number of proceedings sorted by the topic

Topic	No. of proceedings	Percentage
Isolation system and materials	155	47.4 %
Measurement & evaluation	91	27.8 %
Prediction	34	10.4 %
Etc.	47	14.4 %
Sum	327	100 %

분하여 Table 5에 정리하였다. 학술발표가 가장 활발히 이루어진 주제는 역시 동일하게 바닥충격을 저감 구조에 대한 것으로 약 47.4%를 차지하였다. 다음으로는 측정·평가 방법에 대한 학술발표가 27.8%였으며, 바닥충격을 특성 예측을 위한 특성조사와 예측방법 연구 등에 대한 학술발표가 10.4%였다. 기타 발표 내용으로는 바닥충격음에 대한 청감, 설문조사와 민원, 제도 개선 등에 대한 것이었다.

Fig. 2는 연도별 학술발표 건수를 주제별로 구분하여 정리한 것이다. 학술발표에서 가장 많은 비중을 차지하고 있는 저감구조에 대한 것은 2004년~2005년 급증하였으며 2017년 이후 다시 증가하고 있다. 반면 측정, 평가 방법에 대한 학술발표는 2000년 편수의 차이는 있지만 꾸준히 발표되고 있다. 바닥충격음 예측 연구에 대한 학술발표는 2000년대 초에는 바닥충격음 에너지 전달 경로, 바닥 슬래브 특성 파악 위주로 진행되었으면 2010년 이후에는 슬래브의 충격 진

Table 6 Number of proceedings on floor impact sound isolation system

Topic	No. of proceedings	Percentage
Finishing material	16	10.3 %
Resilient material	45	29.0 %
Damping material	3	1.9 %
Aerated concrete, non-resilient material system	7	4.5 %
Reinforcement, remodelling	16	10.3 %
Structure optimization	26	16.8 %
Slab	10	6.5 %
Ceiling	13	8.4 %
Quality control	1	0.7 %
Access floor type	7	4.5 %
Etc.	11	7.1 %
Sum	155	100 %

동 특성 예측 등 다양한 구조에 대한 예측 연구 결과가 발표되고 있다.

Table 6은 155편의 바닥충격음 저감구조에 대한 학술발표를 세부 주제별로 분류하여 정리한 것이다. 저감구조 관련 발표에서 뜬바닥 구조를 구성하는 완충체에 대한 발표가 가장 많았으며, 다음으로는 공동주택 구조개선, 마감재 순으로 나타났다. 보수 보강 기법과 리모델링 주택의 바닥충격음 차단성능 개선에 대한 발표는 2016년 이후 활발하게 발표되고 있다.

Table 7 Number of proceedings on floor impact prediction method

Topic	No. of proceedings	Percentage
Characteristics of impact sound	16	47.1 %
Structure & slab	11	32.3 %
Resilient material	3	8.8 %
Floor plan comparision	2	5.9 %
Etc.	2	5.9 %
Sum	34	100 %

Table 8 Number of proceedings on floor impact measurement and evaluation method

Topic	No. of proceedings	Percentage
Measurement method	43	47.3 %
Evaluation method	23	25.3 %
Resilient material	19	20.9 %
Test equipment and facility	3	3.3 %
Regulation	2	2.2 %
Etc.(finishing material)	1	1 %
Sum	91	100 %

Table 9 Number of proceedings on other topics

Topic	No. of proceedings	Percentage
Subjective response	14	29.8 %
Civil complaint	13	27.7 %
Institutional improvement	7	14.9 %
Survey	5	10.6 %
Warning system	2	4.3 %
Etc.	6	12.7 %
Sum	47	100 %

공동주택 바닥구조를 구성하는 구성층에 대한 다양한 결과가 발표되었으나, 저감구조 시공 품질관리 등에 대한 연구는 매우 부족한 것으로 나타났다.

Table 7은 바닥충격을 예측 방법에 대한 학술발표 34건을 세부 주제로 구분하여 정리한 것이다. 바닥충격음 예측과 관련하여 중량충격음에 대한 예측 방법이 주를 이루었으며, 우리나라 벽식 공동주택에서의 중량충격음 전달 특성 연구가 47.1%로 가장 많았다. 다음으로는 공동주택 구조와 슬래브의 충격진동 특성 예측에 대한 것이 32.3%, 공동주택 평면 차이에 의한 충격음 특성에 대한 발표는 5%로 약 85%의 예측 연구가 공동주택 충격음과 진동 전달 특성과 관련된 것을 알 수 있다. 완충재가 적용된 구조에 대한 모델링과 특성에 대한 연구는 3편만(2010년) 발표되었다.

향후 예측 기술과 관련해서는 공동주택 바닥 구조를 구성하는 각 구성층의 중량충격음 전달을 예측하기 위한 연구가 지속적으로 필요하며, 이를 바탕으로 중량충격음 예측 방법 표준화도 필요하다.

바닥충격음 측정, 평가 방법에 대한 학술발표는 91편이었으며, Table 8은 91편의 학술발표를 세부 주제별로 구분하여 정리한 것이다. 측정 방법에 대한 발표는 43편으로 47.3%였으며, 표준 충격원에 대한 학술발표가 가장 많았다. 다음으로는 바닥충격음 평가 방법에 대한 연구가 많았으며, 주로 청감평가와 단일수치평가가량 연구 결과가 주를 이루었다. 또한 바닥충격음 저감을 위해 주로 사용되고 있는 완충재의 물성 측정 방법 개선을 위한 연구 결과 발표도 20.9%를 차지하였다. Table 9는 기타 주제의 학술발표 47건을 세부 주제별로 구분하여 정리한 것으로, 민원관련 주제의 학술발표는 2012년부터 지속적으로 바닥충격음 민원실태, 층간소음 관리위원회 운영, 사회적 비용 등에 대하여 발표되고 있다.

4. 결 론

한국소음진동공학회가 창립된 이후 발표된 바닥충격음 관련 논문 및 학술발표를 정리하였다. 바닥충격음 주제의 논문은 40편이었으며, 학술발표는 327편(2019년도 춘계 소음진동 학술대회까지)이 발표되었다. 한국소음진동공학회의 바닥충격음 관련 논문 및 학술발표 추세를 통해 보면, 우리나라의 바닥충격음 관련 연구는 1990년 후반부터 본격적으로 시작되었으며, 2000년을 기점으로 활발하게 연구되고 있다. 2005년 바닥충격음 차단성능 인정 제도에 따라 일시적으로 관련 발표가 감소하였지만, 이후 지속적으로 관련 연구결과가 발표되고 있다. 공동주택의 바닥충격음 관련 연구는 많이 수행되었지만 아직 연구, 개발해야 할 세부 분야가 많은 것으로 판단된다.

(1) 바닥충격음 논문의 주요 주제는 완충재를 포함하는 바닥충격음 저감구조, 측정·평가 방법과 예측에 대한 논문이 주를 이루었다. 학술발표의 경우도 이와 유사하였으나, 바닥충격음 저감구조에 대한 비율이 더욱 높은 것으로 정리되었다. 이전의 바닥충격음 연구는 주로 완충재를 위주로 한 바닥충격음 저감 구조가 주를 이루었으며, 이는 과거 국토교통부가 바닥충

격음 차단구조 인정 제도에서 제시한 표준바닥구조와 인정바닥구조가 완충재를 기반으로 한 뜬바닥 구조였기 때문에 판단된다. 완충재에 대한 연구 주제는 연구개발뿐만 아니라 완충재의 물성 평가 방법에 대한 연구도 상당부분 발표되었다. 또한 공동주택의 바닥충격음 전달특성 파악과 구조 개선을 위한 바닥충격음 예측을 위한 연구도 2005년 이후 꾸준히 진행되고 있으며 공동주택의 바닥충격음 특성을 비교할 수 있는 수준으로 판단된다. 이외에 마감재, 모르타르, 천장 구조 등에 대한 연구도 수행되었다. 최근에는 층간소음 민원의 상당 부분을 차지하고 있는 기존 주택의 바닥충격음 차단성능 개선과 리모델링 시장 성장에 따라 여러 가지 설계, 시공 조건이 제한된 리모델링 공동주택의 바닥충격음 차단성능 개선에 대한 연구도 수행되고 있다.

현재까지의 우리나라의 바닥충격음 연구는 공동주택의 바닥충격음 전달 특성 파악, 바닥충격음 저감을 위한 완충재 위주의 연구개발이 주를 이루어왔다고 정리할 수 있다. 기타 주제의 연구 중에서는 바닥충격음 민원과 피해 금액 산정, 측정·평가 방법의 국제표준화 등이 발표되었다.

(2) 바닥충격음 차단구조를 바닥 단면을 기준으로 봤을 때 바닥 마감재는 경량충격음 저감 성능 위주로 연구되어, 향후 기존 주택과 리모델링 주택에 적용할 수 있는 중량충격음 차단성능이 우수한 마감재 개발이 필요하며, 이와 함께 보행감 개선에 대한 연구도 함께 고려되어야 할 것으로 판단된다. 모르타르 및 단열층(경량기포 콘크리트)의 경우는 해당 자재의 물성 변화에 따른 바닥충격음(중량) 차단성능 변화에 대한 기초 자료 구축과 함께 현장에서 일정한 성능 확보를 위한 품질관리 방안 연구도 함께 제시될 필요가 있다. 완충재의 경우 다양한 완충재가 개발되고 많은 연구 결과가 발표되었지만, 각 공동주택 평형 및 평면별 특성에 따라 최적의 완충재를 선정하여 적용하는 기법 개발과 시공 품질 관리 방안 등에 대한 연구가 필요하다. 공동주택 슬래브에 대해서는 기존에 수행된 바닥충격음 특성 파악과, 예측 연구를 바탕으로 표준화된 공동주택 구조(슬래브 자체)의 중량충격음 레벨 예측 방법을 수립하는 것이 시급하다. 이를 통해 공동주택 평면과 구조 설계시 바닥충격음 차단 성능이 우수한 구조시스템을 제안할 수 있으며,

다양한 구조 설계인자가 바닥충격음 차단성능에 미치는 영향을 정량적으로 비교할 수 있을 것이다. 또한 각 세대별 균일한 바닥충격음 레벨 확보를 위한 현장에서의 구조 시공 품질 관리 기법 개발 등의 기초 자료로 활용할 수 있다. 천장 구조에 대한 개발은 현재 활발하게 수행되고 있으며, 천장 내부 공간의 흡음 성능 개선과 밀폐된 천장 내부 공간으로 인한 공명현상 개선에 대한 연구가 진행되었다. 그러나 천장 마감재와 시공 구조는 기존 시스템을 기반으로 하고 있어, 향후 다양한 재료와 저주파 충격진동을 효과적으로 차단할 수 있는 설치 구조 등에 대한 연구도 필요한 것으로 판단된다.

(3) 바닥충격음 표준기반과 관련 제도에 대하여서는 현재 추진되고 있는 중량충격음(불) 평가 방법 및 평가 등급에 대한 국제표준 발간이 시급하며, 이와 함께 중량충격음(불) 간이 측정법을 국제표준에 추가하는 것이 필요하다. 중량충격음(불) 간이 측정 방법은 현장에서의 품질관리 기법 개발을 위한 기초 자료 조사에 유용하게 활용될 수 있을 것으로 판단되며, 향후 간이 측정 방법과 최종 현장측정 결과 사이의 상관성, 정확도 등에 대한 연구 결과도 제시되어 할 것으로 판단된다. 바닥충격음과 공동주택 음향 성능 표시 방법(ISO/TS 19488)에 대한 검토가 필요하며, 공동주택 건설 이후 사후 측정을 위한 샘플링 기법, 성능 편차 등에 대한 조사 결과 제시도 필요하다. 또한 해당 국제표준의 KS 부합화와 함께 민간 주도의 공동주택 음향 성능 표시제도 등에 대한 논의도 필요한 것으로 판단된다. 성공적인 음향 성능 표시제도가 되기 위해서는 각 음향 성능 등급별로 제시된 수준을 입주자가 충분히 이해할 수 있어야 한다. 이를 위해서는 국제표준안에 제시된 각 음향 성능별 입주자 만족도에 대한 검증 연구가 필요한 것으로 사료된다. 입주자 만족도 검증을 위한 연구 방법으로는 실제 공동주택 또는 이와 유사한 환경에서의 각 음향 성능별 청감실험과 대규모 설문조사 및 음향 성능 측정이 필요하다. 실제 거주 공동주택을 대상으로 하는 대규모 설문조사와 측정 결과가 가장 설득력이 있고 신뢰성이 높은 결과지만 많은 시간과 노력, 비용이 필요하기 때문에 실제 수행하기에는 어려운 점이 많은 것으로 판단된다.

(4) 이외에 바닥충격음 관련 연구 주제로는 입주자

의 소음 민감도와 만족 수준, 바닥충격음에 대한 우리 신체가 반응하는 특성 등에 대한 정량적인 수치화 연구가 향후 필요할 것으로 사료된다. 이상과 같이 과거 바닥충격음 관련 연구가 활발하고 지속적으로 추진되어 왔으나, 앞으로 중량충격음 예측 기술, 저주파 충격음 차단 구조 개발과 시공 품질관리 방안과 바닥 저감 기술의 가치 평가 등 연구하여야 할 다양한 주제가 많은 것으로 판단된다. 또한 연구결과를 표준화하고 관련 정책 등에 반영하는 것이 필요하다.

References

- (1) Korea Environment Corporation, Floor Impact Sound Call Center August and September 2018 Report, 2018. 11.
- (2) KS F 2810, 1996, Field Measurements of Impact Sound Insulation of Floors.
- (3) KS F 2810-1, 2015, Field Measurements of Impact Sound Insulation of Floors – Part 1: Method Using Standard Light Impact Source.
- (4) KS F 2810-2, 2012, Field Measurements of Floor Impact Sound Insulation of Buildings – Part 2: Method Using Standard Heavy Impact Sources.
- (5) ISO 12354-2, 2017, Building Acoustics – Estimation of Acoustic Performance of Buildings from the Performance of Elements – Part 2: Impact Sound Insulation between Rooms.
- (6) ISO 10848-1, 2017, Acoustics – Laboratory and Field Measurement of Flanking Transmission for Airborne, Impact and Building Service Equipment Sound between Adjoining Rooms – Part 1: Frame Document.
- (7) ISO 10848-2, 2017, Acoustics – Laboratory and Field Measurement of Flanking Transmission for Airborne, Impact and Building Service Equipment Sound between Adjoining Rooms – Part 2: Application to Type B Elements when the Junction Has a Small Influence.
- (8) ISO 10848-3, 2017, Acoustics – Laboratory and Field Measurement of Flanking Transmission for Airborne, Impact and Building Service Equipment Sound between Adjoining Rooms – Part 3: Application to Type B Elements when the Junction Has a Substantial Influence.
- (9) ISO 10848-4, 2017, Acoustics – Laboratory and Field Measurement of Flanking Transmission for Airborne, Impact and Building Service Equipment Sound between Adjoining Rooms – Part 4: Application to Junctions with at least One Type A Element.
- (10) ISO/TS 19488, 2019, Acoustics – Acoustic Classification of Dwellings.
- (11) Kim, S.-W., Son, C.-B. and Jang, G.-S., 1990, A Study on the Evaluation Method of Impact Sound for Apartment House, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 149–154.
- (12) Kim, K. W., Choi, G. S., Choi, H. J. and Yang, K. S., 2004, Evaluation of Floor Impact Sound Performance according to the Reduction Methods, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 14, No. 9, pp. 811–818.
- (13) Kim, K. W., Kang, J. S., Lee, S. E. and Yang, K. S., 2005, Floor Impact Sound Isolation Performance by Composition of Ceiling and Wall, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 15, No. 4, pp. 465–473.
- (14) Kim, K. W., Jeong, G. C. and Sohn, J. Y., 2008, Evaluation of the Dynamic Stiffness and Heavy-weight Floor Impact Sound Reduction by Composition of Resilient Materials, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 18, No. 2, pp. 247–254.
- (15) Kim, K. W., Jeong, G. C. and Sohn, J. Y., 2008, Correlation between Dynamic Stiffness of Resilient Materials and Lightweight Floor Impact Sound Reduction Level, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 18, No. 8, pp. 661–667.
- (16) Kim, J. H., Mun, D. H., Jeong, G. C. and Park, H. G., 2017, Influence of Floor Dimension and Resilient Material on Heavy Impact Noise of Floating Floor System, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 27, No. 4, pp. 434–443.
- (17) Song, G. G., Kim, Y. H., Ryu, J. K. and Kim, M. J., 2018, Analysis of Heavyweight Floor Impact Sound Level with Dynamic Stiffness and Thickness of EPS Type Resilient Materials, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 28, No. 6, pp. 713–720.
- (18) Seo, S. H., Song, H. S. and Jeon, J. Y., 2004, Noise and Vibration Characteristics of Concrete Floor Structures Using Resilient Materials Driven by Standard Heavy Impact Source, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 14, No. 8, pp. 661–667.
- (19) Jeong, Y. and Jeon, J. Y., 2006, Vibration Characteristics of the Floor Structures Inserted with Damping Materials,

Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 16, No. 10, pp. 1036-1043.

(20) Yun, C. Y., Jeong, J. H. and Kim, M. J., The Effect of Aerated Concrete Containing Foam Glass Aggregate on the Floor Impact Sound Insulation, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 23, No. 5, pp. 414-422.

(21) Mun, D. H., Oh, Y. G., Jeong, G. C. and Park, H. G., 2016, Floor Impact Noise Level for Concrete Slab Integrated with Floor Finishing Layers, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 26, No. 2, pp. 130-140.

(22) Yun, C. Y., Yeon, J. O. and Kim, M. J., 2014, Comparison of Impact Sound Insulation Performances of Apartment Floor 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.

(23) 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.

(24) Yeon, J. O., Kim, K. W., Choi, H. J., Yang, G. S. and Kim, K. H., 2013, Experiment Evaluation for the Heavy-weight Impact Sound of Dry Double-floor System - Effect of Rubber Hardness and Ceiling Structure -, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 23, No. 1, pp. 34-40.

(25) Mun, D. H., Song, G. G., Lee, C. S. and Park, H. G., 2014, Reduction of Floor Impact Noise and Impact Force for PVC Floor Covering and Floor Mat, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 24, No. 7, pp. 501-508.

(26) Kim, K. W., Choi, G. S., Jeong, Y. S., Yang, K. S., 2005, Impact Power Characteristics as Behavior or Real Impact Source(Child), Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 15, No. 5, pp. 542-549.

(27) Jeon, J. Y., Lee, P. J., Jeong, J. H. and Part, J. H., 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.

(28) Jeong, J. H. and Jeon, J. Y., 2005, Floor Impact

Noise Measurement and Evaluation Method Using Impact Ball, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 15, No. 10, pp. 1160-1168.

(29) 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.

(30) Lee, J. W. and Kwon, Y. P., 2006, Effect of the Measuring Method of Reverberation Time Using Impulse Response Method on the Normalized Impact Sound Pressure Level, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 16, No. 1, pp. 34-39.

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

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

(33) Jeong, J. H., 2018, Effect of Directivity and Position of Sound Source when Measure Reverberation Time for the Correction of Receiving Room, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 28, No. 4, pp. 388-396.

(34) Jeon, J. Y. and Ryu, J. K., 2006, A Combined Rating System for Multiple Noises in Residential Buildings, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 16, No. 10, pp. 1005-1013.

(35) 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.

(36) Yoo, S. Y., Yeon, J. O. and Jeon, J. Y., 2009, Analysis and Evaluation of Impact Sound Insulation of Concrete Floor Structures in Responses to Characteristics of Heavy-weight Impact Sources, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 19, No. 10, pp. 1062-1068.

(37) Lee, M. J. and Choi, H. K., 2017, Characteristics of Transmission of Floor Vibration and Floor Impact

Noise Due to Human Activities, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 27, No. 1, pp. 5~13.

(38) Kim, K. W., Yeon, J. O. and Yang, K. S., 2012, Correspondence Research of Long-term Compressive Creep of Resilient Materials and ISO 20392, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 22, No. 12, pp. 1250~1256.

(39) Chung, J. Y., 2009, Small-size Specimen's Effectiveness That Is Used to Mortar Layer of Slab(Heavy-weight Floor Impact Sound), Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 19, No. 2, pp. 184~191.

(40) ISO 12354-3, 2017, Building Acoustics—Estimation of Acoustic Performance of Buildings from the Performance of Elements—Part 3: Airborne Sound Insulation against Outdoor Sound.

(41) Kim, M. J., Kim, H. S. and Kim, H. G., 2003, Prediction of Floor Impact Sound by Measuring the Vibration Acceleration Level on the Interior Structures of Receiving Room in Apartment Buildings, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 13, No. 1, pp. 3~9.

(42) Kim, H. G., Kim, M. J. and Oh, Y. K., 2003, Assessment of Vibration Transmissibility for Prediction of Heavy Floor Impact Sound, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 13, No. 6, pp. 415~422.

(43) Seo, S. H. and Jeon, J. Y., 2005, 2-dimensional Floor Impact Vibration Analysis in Bare Reinforced Concrete Slab Using Finite Element Method, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 15, No. 5, pp. 604~611.

(44) Yoo, S. Y. and Jeon, J. Y., 2011, Experimental Studies for Analysing of Characteristics of Floor Impact Sound through a Scale Model with Box-frame Type Structure, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 21, No. 9, pp. 805~812.

(45) Hwang, J. S., Mun, D. H., Park, H. G., Hong, S. G. and Hong, G. H., 2009, The Numerical Analysis of Heavy Weight Impact Noise for an Apartment House, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 19, No. 2, pp. 162~168.

(46) Mun, D. H., Park, H. G. and Hwang, J. S., 2014, Prediction of Concrete Slab Acceleration and Floor Impact Noise Using Frequency Response Function, Transactions of

the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 24, No. 6, pp. 483~492.

(47) Moon, D. H., Park, H. G., Hong, S. G. and Hong, G. H., The Effect of Dynamic Property of Absorbing Sheet on the Amplification of Heavy Weight Floor Impact Noise, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 20, No. 7, pp. 651~657.

(48) Mun, D. H., Park, H. G., Hwang, J. S., Hong, G. H. and Im, J. H., 2012, Numerical Analysis of Heavy-weight Impact Noise for Apartment Units Considering Acoustic Mode, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 22, No. 7, pp. 676~684.

(49) Mun, D. H., Park, H. G., Hwang, J. S. and Hong, G. H., 2014, An Analysis of Characteristics of Floor Dynamic Properties and Bang-machine Impact Force on Floating Floor Using System Analysis, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 24, No. 5, pp. 390~398.

(50) Jeon, J. Y., Kim, K. H., Jeong, J. H., Ryu, J. K. and Cho, M. J., 2002, Perceptual Evaluation of Noise Sources in a Chamber for Residential and Working Environment, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 12, No. 6, pp. 437~444.

(51) Kim, K. W., Choi, H. J., Kim, Y. S. and Yang, K. S., 2010, Investigation Research on the Residents Satisfaction Rating to the Floor Impact Sound in Apartment Buildings, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 20, No. 2, pp. 179~184.

(52) Jeong, J. H. and Lee, P. J., 2018, Questionnaire Survey on Annoyance and Disturbance of Floor Impact Sound, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 28, No. 6, pp. 685~693.



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

스프링 요소를 이용한 멀티와이어쏘 장비의 베어링 배치 설계에 관한 연구

Study on the Bearing Arrangement of Multi-wire Saw Equipment Using Spring Elements

박혜량* · 이준영* · 임홍재** · 정재일†
Hye Ryang Park*, Jun Young Lee*, Hong Jae Yim** and Jay Il Jeong†

(Received April 18, 2019 ; Revised July 9, 2019 ; Accepted July 15, 2019)

Key Words : Multi-wire Saw(멀티와이어쏘), Bearing Arrangement(베어링 배치), Modal Analysis(고유진동수 해석)

ABSTRACT

In this paper, bearing arrangements for multi-wire saw were studied with the aim of reducing time and material loss in the after-treatment process. Due to the displacement of the spindle during the cutting process, the workpieces are curved. To improve the stiffness of the spindle, a bearing arrangement was performed. Because the mass of the spindle assembly is maintained in a bearing arrangement, the stiffness increases if the natural frequency increases. The bearing used in this study are angular contact ball bearings, which support both radial and axial loads. Angular contact ball bearings are modeled as a spring element that can take into account the contact angle between the spindle and the bearing. After the bearing arrangement, the natural frequency increased by 8.8 % in the first bending mode and by 9.9 % in the second bending mode, compared with the base model.

1. 서 론

멀티와이어쏘(multi-wire saw, MWS)는 사파이어와 같은 단단한 물질을 절삭하는 장비이다. MWS 장비는 원통형의 잉곳(ingot) 형태로 구성된 절삭 대상 재료를 공업용 다이아몬드가 코팅된 여러 줄의 강선이 고속으로 이송시켜 절삭을 수행한다. 따라서, 절삭 대상 재료를 일정한 두께로 동시에 여러 개의 시편으로 절단할 수 있다. 여러 개의 강선이 일정한 간격으로 설치되어있는 회전축이 구동 모터에 의해 회전하

고 작동 모듈이 잉곳을 하향시켜 강선과 잉곳의 직접적인 마찰로 인하여 여러 개의 절단된 가공물이 생산된다. 사파이어의 경우 가공과정에서 강선이 절삭물에 약 15 kN ~ 20 kN의 하중을 주게 된다. 이 하중에 따른 처짐이 강선과 절삭물에 발생하게 되며, 절삭 방향이 정확하게 수직이 되지 않으면서 절삭면이 곡면을 가지게 된다. 따라서, 절삭된 가공물의 단면을 평면화시키기 위하여 MWS 장비를 통한 절삭 작업 후 평면화 후처리를 한다. 가공물 단면의 곡면화는 후처리 작업 시간과 재료 손실에 많은 영향을 미치므로 절삭 과정에서 최대한 평면에 가까운 가공물을 생

† Corresponding Author ; Member, Department of Mechanical Engineering of Kookmin University

E-mail : jayjeong@kookmin.ac.kr

* Member, Kookmin University Graduate School of Automotive Engineering

** Fellow Member, Kookmin University College School of Automotive Engineering

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

‡ Recommended by Editor Won Ju Jeon

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

산하는 것이 유리하다.

멀티와이어쏘 장비를 대상으로 많은 연구가 선행되었다. 사파이어 웨이퍼의 두께 변화가 강선의 초기 처짐에 미치는 영향에 관한 연구⁽¹⁾, 절삭물의 표면 거칠기 손상에 관한 연구⁽²⁾, 작은 구동 모터를 사용하기 위한 메인 롤러의 질량이나 관성 모멘트에 대한 단면 최적 설계에 관한 연구⁽³⁾, 강선의 침입량이 절삭 능력에 미치는 영향에 관한 연구⁽⁴⁾가 있었다.

멀티와이어쏘 장비를 대상으로 최대한 평면에 가까운 가공물을 만들기 위한 주축의 강성을 확보하는 연구가 필요하다. 위의 절삭 장비와 관련하여 주축의 강성 확보를 위해 베어링 배치 설계에 관한 여러 연구가 진행되었다. 주축의 초고속 회전으로 인한 프레임의 열 변위를 고려한 베어링 배치 연구⁽⁵⁾, 수직으로만 지지하는 볼 베어링의 간격 선정에 관한 연구⁽⁶⁾, 베어링 배열 방식이 스피ndl의 동특성에 미치는 영향에 관한 연구⁽⁷⁾가 있었다.

멀티와이어쏘 장비에서 회전축 결합 모델의 강성 설계를 위해 고려해야 할 베어링 모델링은 매우 중요하다. 이것은 베어링의 접촉부가 볼이나 롤러로 구성되어 점접촉이나 선접촉으로 이루어지게 되어 두 금속재료의 면접촉보다 약 1/10의 접촉 강성⁽⁸⁾을 가지기 때문이다. 이전 연구에서는 베어링을 모델링하는데 있어서 베어링 볼을 모델링하지 않고 내경과 외경이 직접 접촉하는 모델을 사용하거나, 베어링 볼을 반경방향으로만 지지하는 모델링⁽⁹⁾을 수행했거나 혹은 베어링 자리에 6자유도 스프링 부시(bush) 모델⁽¹⁰⁾을 적용하여 해석을 진행하였기 때문에 강성 설계를

위한 모델로서는 한계가 있었다.

이 연구에서는 Fig. 1에서 나타낸 멀티와이어쏘 장비를 대상으로 회전축의 강성 증가를 위한 베어링 배치 설계 연구를 진행한다. 베어링 배치 설계는 질량에 대한 변화가 없기 때문에 고유진동수를 증가시켰을 때 주축의 정강성, 동강성을 모두 향상시킬 수 있다는 장점이 있다. 이는 회전축의 처짐을 감소시켜 절삭물의 재료 손실과 절삭 시간을 절감하는 효과가 있다. 회전축의 베어링 배치 설계를 위하여 베어링을 등가 강성 스프링 요소로 모델링을 실시한다. 그 후, 베어링을 다른 경계 조건으로 구성한 회전축 결합 모델들을 선형 정적 해석과 고유진동수 해석을 통해 평가한다. 이 결과를 토대로 베어링 배치 설계를 위한 초기 모델을 도출한다. 초기 모델을 연구 대상으로 베어링 배치를 실시하고, 등가 강성 스프링 요소의 축 방향 위치와 지지하는 각을 고려하는 베어링 배치 타입을 설계 변수로 설정하여 동강성이 최대인 모델을 확인하고 초기 모델과 비교하여 검증한다.

이 논문은 다음과 같이 구성된다. 2절에서는 베어링을 등가 강성 스프링 요소로 모델링하는 과정을 제시하며, 스프링 유한요소를 사용한 회전축 결합 모델을 선형 정적 해석과 고유진동수 해석 결과를 토대로 모델을 검증한다. 3절에서는 선정된 모델을 대상으로 회전축 강성 증가를 위해 베어링 배치 설계를 수행하고, 고유진동수 해석을 통해 그 효과를 확인한다. 마지막으로, 4절에서는 결론을 제시한다.

2. 회전축 결합 모델의 구성

회전축의 강성을 증가시키기 위하여 물리적인 베어링 배치 연구가 필요하기 때문에 베어링과 회전축이 결합된 회전축 결합 모델을 연구 대상으로 모델링을 실시하였다. 베어링 모델은 베어링의 외경, 내경은 솔리드 요소로 베어링의 볼은 스프링 요소로 구성된

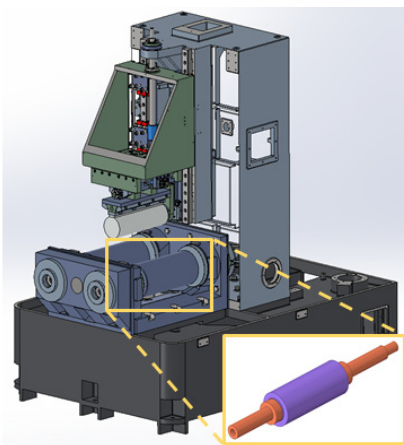


Fig. 1 Spindle assembly of a multi-wire saw machine

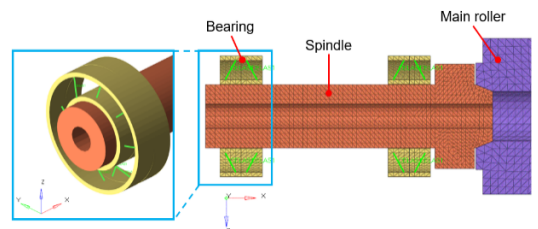


Fig. 2 FE model of spindle assembly

이전 연구⁹⁾를 따라 구성하였다. 또한, 반경 방향, 축 방향의 하중을 고려하여 Fig. 2와 같이 베어링이 갖는 기하학적 방향성인 베어링의 외경과 내경 간 지지하는 각을 스프링 요소를 통해 구현하였다. 회전축과 메인 롤러의 접촉면은 본딩 접촉(bonding contact), 주축과 베어링의 접촉면은 x축 회전 방향을 제외한 5 자유도에 대하여 구속 조건으로 모델을 구성하였다. 마지막으로, 베어링 강성을 등가 모델로 구성하기 위해 베어링 1개당 외경과 내경을 연결되는 스프링 요소의 개수, 스프링 요소의 개수에 따른 강성 배분을 수행하였다.

2.1 스프링 요소를 이용한 베어링 모델링

베어링을 등가 강성 스프링 요소로 구성하기 위하여 스프링 요소의 개수를 변화시키며 회전축 결합 모델 후보들을 구성하였다.

베어링을 몇 개의 스프링 요소로 구성되는 등가 강성 스프링 모델로 대처하는 과정에서 고려해야 할 것이 스프링 요소 정렬 오차이다. 스프링 요소 정렬 오차는 해석모델에서 주축부와 프레임부가 유한요소로 모델링 구성되는 경우에 발생한다. 등가 강성 모델에 필요한 스프링 요소의 주축부 부착위치와 프레임부 부착 위치가 각각의 유한요소 모델의 노드에 위치하기 때문에 발생하는 오차이다. 즉, 유한요소 구성 과정에서 요소 간 접합 시 사용자가 노드의 위치를 정확하게 정할 수 없어 스프링 요소 사이의 대칭이 정확하게 맞지 않기 때문에 발생한다. 스프링 요소 정렬 오차는 정강성 해석에서는 크게 영향을 주지 않으나 동강성의 경우에는 오차의 영향이 발생하게 된다. 즉, 정렬 오차가 존재하는 경우 주축의 공진주파수의 값에 오차가 발생할 수 있다.

스프링 요소의 개수에 따른 강성 배분은 에너지 보존 법칙을 이용하여 베어링 강성을 계산한 이전 연구⁹⁾를 따라 수행하였다. 스프링 요소는 개수에 따라 전체 베어링 강성이 일정하여야 한다. 따라서, 스프링 개수에 따른 모델에 대해 다른 스프링 강성을 사용하였다. Fig. 3에서 스프링 요소가 4개, 6개, 8개, 12개, 16개, 24개, 32개로 이루어진 모델을 제시하였다.

Fig. 4는 스프링 요소와 회전축이 결합된 경우에 y축 방향의 처짐 Δy 가 발생한 모델을 표시하고 있다. 식 (1)에서 4개의 스프링으로 이루어진 베어링 등가 강성 모델의 경우 사용된 스프링의 강성을 K_4 로 설정하고,

8개의 스프링으로 이루어진 베어링모델의 스프링 강성을 K_8 로 설정하였다. 두 등가 강성 베어링 모델들에서 같은 처짐 Δy 가 발생한다고 하면, 두 모델에서 저장되는 탄성에너지는 동일해야 한다. 식 (1)에서 4-스프링 모델에서 저장되는 탄성에너지 S_1 과 식 (2)에서 8-스프링 모델에서 저장되는 탄성에너지 S_2 는 같아야 한다. 즉, 이 경우 두 등가 강성 모델의 탄성에너지의 총합은 일정하므로 $S_1 = S_2$ 이다. 이에 따라, 모델 간 스프링 강성 관계식 (3)이 도출된다. 같은 방법으로 4-스프링 모델의 스프링 강성을 기준으로 여러 스프링 요소의 수를 가지는 등가 강성 모델의 스프링 강성을 정의하였다.

$$S_1 = K_4(\Delta y)^2 + K_4\left(\Delta y \cos\left(\frac{\pi}{2}\right)\right)^2 \tag{1}$$

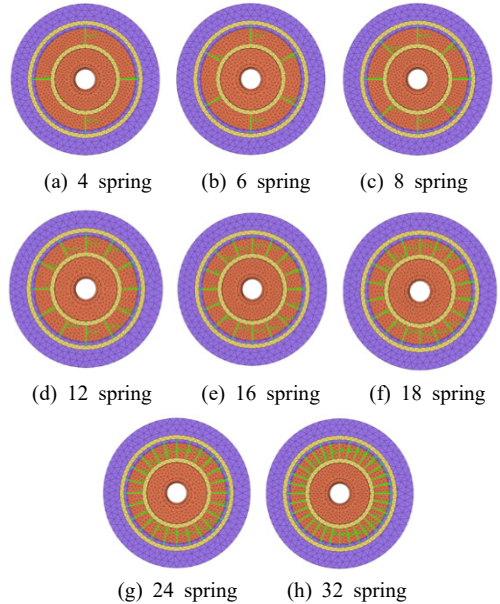


Fig. 3 Spindle assembly model considering the number of bearings

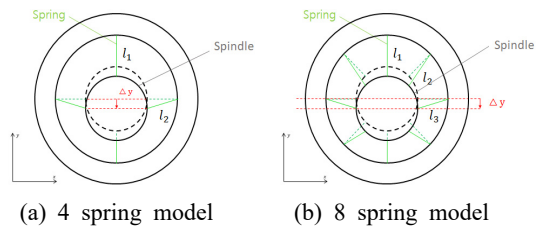


Fig. 4 Deformation of the spring elements in spindle system

$$S_2 = K_8(\Delta y)^2 + 2K_8\left(\Delta y \cos\left(\frac{\pi}{4}\right)\right)^2 + K_8\left(\Delta y \cos\left(\frac{\pi}{2}\right)\right)^2 \quad (2)$$

$$K_4 = 2K_8 \quad (3)$$

2.2 선형 정적 해석

스프링 요소의 개수에 대한 회전축 결합 모델들의 등가 강성 여부를 확인하기 위해 해석 프로그램(nastran, MSC)을 이용하여 선형 정적 해석을 진행하였다. Fig. 5에서 나타난 정강성 해석의 경계 조건은 베어링 외경을 6자유도 구속하고 롤러에 약 17 kN의 하중을 부여하였다. 그 결과, 최대로 처짐이 일어나는 점은 모두 동일 하였고, Table 1에서 각 모델들의 처짐량을 나타내었다. 4-스프링 모델은 선형 정적 해석에서 최대 처짐량이 다른 모델보다 약 9%~15%의 차이를 보이고 있으며, 이는 스프링 유한요소를 구성할 때 발생하는 스프링 요소 정렬 오차 때문인 것으로 예상된다. 따라서, 4개의 스프링 요소로는 스프링 요소 정렬오차를 제거할 수 없다고 판단하였다.

2.3 고유진동수 해석

회전축 모델의 동강성 특성을 확인하기 위하여 고유진동수 해석을 진행하였다. Fig. 6은 첫 번째~여섯 번째 모드에 대하여 회전축 결합 모델의 모드 형상이다. 첫 번째 모드는 축이 회전하는 모드, 두 번째~세 번째 모드는 1차 굽힘 모드, 네 번째~다섯 번째 모드는 2차 굽힘 모드 그리고 여섯 번째 모드는 롤러와 결합되어 있는 오른쪽 스펀들의 굽힘 모드를 나타낸다. Table 2는 각 결합 모델들의 모드별 고유진동수를 나타내었다.

회전축 결합 모델들의 고유진동수 해석 결과에 따

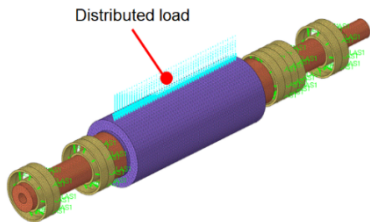


Fig. 5 Boundary condition of linear static analysis (FE model of spindle assembly)

라 초기 모델을 선정하였다. 먼저, 6스프링, 18스프링 모델은 두 번째~세 번째 모드가 1차 굽힘 모드, 네 번째~다섯 번째 모드가 2차 굽힘 모드이다. 서로 같은 모드지만 다른 주파수 영역을 가진다. 이는 6스프링, 18스프링 요소가 4분면에 대하여 대칭으로 구성되지 않았기 때문에 상, 하, 좌, 우로 거동하는 굽힘 모드에 대하여 같은 조건으로 해석하지 못하는 모델이라고 예상된다. 1차 굽힘 모드, 2차 굽힘 모드에 대해서 약 460 Hz, 990 Hz로 수렴하는 값과 5% 미만의 차이를 가지며, 모델 구성과 해석 과정에서 가장 경제적인 8스프링 모델을 초기 모델로 선정하였다.

3. 베어링 배치 설계

배치할 베어링의 수는 하중 조건에서의 설정 수명, 각 접촉 볼 베어링의 특성을 고려하였다. 주축이 받는 하중 약 17 kN에서 기대 수명 100 000시간을 만족하기 위해 각 접촉 볼 베어링(150 t×85 t×28 t) 8.53개 이상을 배치해야 된다. 베어링 제조사에서 제공하는 볼 베어링 기대 수명 메뉴얼⁽¹¹⁾을 참고하여 이론적으로 계산하였다. 또한, 각 접촉 볼 베어링을 홀수로 사

Table 1 Result of linear static analysis according to the number of spring elements

Maximum displacement (10 ⁻² mm)			
4 spring	6 spring	8 spring	12 spring
1.86	1.56	1.71	1.65
16 spring	18 spring	24 spring	32 spring
1.69	1.63	1.62	1.66

Table 2 Natural frequency result according to the number of spring elements

Model	Natural frequency (Hz)					
	1st mode	2nd mode	3rd mode	4th mode	5th mode	6th mode
4 spring	3.91	434	434	945	945	1371
6 spring	3.91	410	475	876	1032	1280
8 spring	3.91	447	447	963	963	1412
12 spring	3.91	461	461	994	994	1461
16 spring	3.91	455	455	984	984	1432
18 spring	3.91	457	521	922	1078	1336
24 spring	3.91	466	466	1005	1005	1489
32 spring	3.91	459	459	992	992	1455

용할 경우 편심 거동이 일어날 수 있다는 단점이 있기 때문에 쌍으로 사용한다. 따라서, 베어링은 총 10개(5쌍)를 배치하기로 하였다.

베어링의 배치 영역을 선정하기 위하여 회전축 모델을 프리-프리 경계 조건에서 고유진동수 해석을 진행하였다.

Fig. 7에서는 다른 부품과의 간섭으로 인해 배치를 할 수 없는 영역을 제외한 최소 변위 점을 설계 영역으로 나타낸 것이다. 설계 영역에 5쌍의 베어링을 배치해야 되기 때문에 A, B, D영역은 각각 1쌍을 배치하고 C영역은 2쌍을 배치하였다.

3.1 베어링 배치 타입 선정

회전축 모델의 최대 동강성 확보를 위한 베어링 배치 타입 선정을 실시하였다. 베어링의 배치 타입은 A, B, D영역에는 1쌍 배치이므로 Fig. 8에서 나타낸 베어링 외경의 지지점이 서로 가까운 타입 O, 서로 먼 타입 X 선정을 실시한다. C영역은 2쌍이므로 Fig. 9

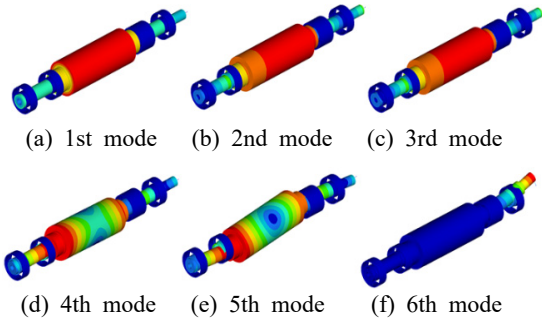


Fig. 6 Mode shape (spindle assembly model)

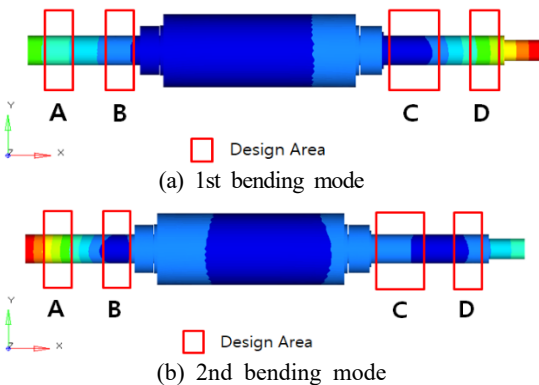


Fig. 7 Mode shape of spindle assembly model before bearing arrangement

에서 나타낸 베어링의 지지점을 점선으로 표시한 타입 1~4를 배치하였다. 베어링 2쌍을 좌측의 한 쌍과 우측의 한 쌍으로 구분했을 때 좌측 한 쌍의 베어링에서 외경을 지지하는 점보다 내경을 지지하는 점이 축방향을 기준으로 우측에 있고, 우측의 한 쌍의 베어링에서 외경을 지지하는 점보다 내경을 지지하는 점이 축방향을 기준으로 좌측에 있으면 타입 C1, 좌, 우측의 한 쌍의 베어링이 각각 타입 X로 배치되었을 때 타입 C2, 좌, 우측의 한 쌍의 베어링이 각각 타입 O로 배치되었을 때 타입 C3, 좌측 한 쌍의 베어링에서 외경을 지지하는 점보다 내경을 지지하는 점이 축방향을 기준으로 좌측에 있고, 우측의 한 쌍의 베어링에서 외경을 지지하는 점보다 내경을 지지하는 점이 축방향을 기준으로 우측에 있으면 타입 C4 배치이다.

Table 3에서는 A, B, D영역에서의 배치를 변수로 설정하고 C영역의 타입을 고정시켜 총 8개의 비교 모델의 고유진동수를 나타내었다. A, B, D영역 모두 타입 O로 선정했을 때 최대 고유진동수 결과를 도출하는 것을 확인할 수 있다. 다음으로, Table 4에서는 2쌍을 기준으로 베어링을 배치하는 C영역을 변수로

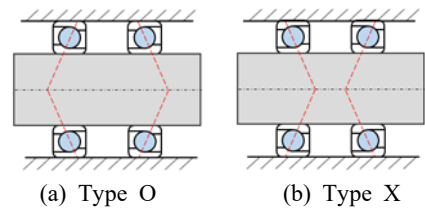


Fig. 8 Arrangement method of 1 pair bearings (type O, X)

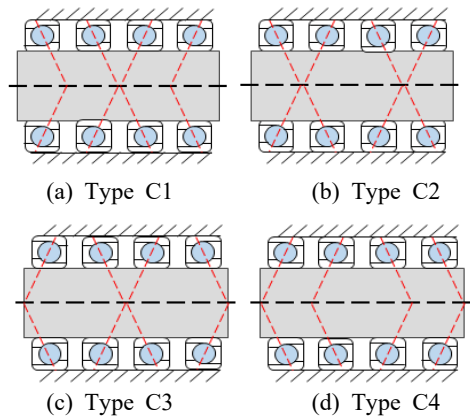


Fig. 9 Arrangement method of 2 pair bearings (type C1~C4)

Table 3 Comparison of arrangement type and natural frequency in A, B, D design area

Model	Design area (Type)				Frequency (Hz)	
	A	B	C	D	1st bending mode	2nd bending mode
Model 1	O	O	C1	O	447	963
Model 2	X	O	C1	O	443	959
Model 3	O	O	C1	X	437	954
Model 4	X	O	C1	X	436	951
Model 5	O	X	C1	O	445	959
Model 6	X	X	C1	O	441	954
Model 7	O	X	C1	X	434	950
Model 8	X	X	C1	X	433	947

Table 4 Comparison of arrangement type and natural frequency in C design area

Model	Design area (Type)				Frequency (Hz)	
	A	B	C	D	1st bending mode	2nd bending mode
Model C1	O	O	C1	O	447	963
Model C2	O	O	C2	O	451	972
Model C3	O	O	C3	O	463	992
Model C4	O	O	C4	O	467	1001

두고 타입 C1 ~ C4인 4개의 모델에 따른 고유진동수를 나타내었다. 타입 C4 모델에서 최대 고유진동수를 확인하였다. 초기 모델(model 1, Table 3)과 비교한 결과, 배치 타입 선정으로 고유진동수가 1차 굽힘 모드에서 약 4.5%, 2차 굽힘 모드에서 약 3.9% 증가하는 C1 모델을 도출하였다.

3.2 베어링의 축 방향 위치 변경

베어링의 위치 변경을 진행하였다. 베어링 배치 타입 선정 이후에 B, C영역에서 여유 공간을 확인하였고 모드 형상을 통해 베어링 배치 이후에 롤러에서 상대적으로 변위가 많이 일어나는 것을 확인하였다.

변위가 많이 발생하는 영역을 지지해야 회전축 결합 모델의 동강성이 증가하므로 설계 영역 내에서 롤러와 가장 가깝게 베어링 위치 변경을 실시하였다. B 영역의 베어링을 +x축 방향으로 12 mm, C 영역의 베어링을 -x축 방향으로 6 mm 위치 변경하였다. Table 5에

Table 5 Natural frequency of models after change of bearing location

Model	Natural frequency (Hz)	
	1st bending mode	2nd bending mode
Base model	447	963
Optimal model	486	1058

서 초기 모델과 비교하여 고유진동수가 1차 굽힘 모드에서 약 8.8%, 2차 굽힘 모드에서 약 9.9%가 증가한 것을 확인하였다.

4. 결 론

이 연구에서는 멀티와이어쏘 장비를 대상으로 생산 과정에서 소요 시간과 재료 손실을 감소시키기 위하여 주축의 정적, 동적 강성 향상을 위한 연구를 진행하였다.

설계 변수는 베어링 배치로 선정하였고, 베어링을 스프링 요소로 모델링하는 과정을 수행하였다. 실제로 회전축을 지지하는 각 접촉 볼 베어링은 회전축과 프레임을 지지하는 각, 베어링을 모델링한 스프링 요소의 수, 스프링 요소의 수에 따른 강성 배분을 고려하여 회전축 결합 모델을 구축하였다. 유효한 모델을 선정하기 위해 정강성 해석 및 고유진동수 해석을 진행하였다. 그 결과, 4개~6개의 스프링요소로 구성된 모델이 유효하지 않다는 판단을 내리고 유효한 모델 중 모델링과 해석 과정에서 가장 경제적인 8스프링 모델을 초기 모델로 선정하여 연구를 수행하였다.

베어링 배치 설계는 배치할 베어링의 수, 베어링 배치 타입 선정 그리고 베어링 위치 변경 순으로 진행하였다. 회전축에 사용하는 베어링의 수명과 특성을 고려하여 총 10개(5쌍)를 배치하기로 했고, 1쌍 배치 영역에는 타입 O, X를, 2쌍 배치 영역에는 타입 C1 ~ C4을 선정하였다. 그 후, 위치 변경을 한 결과 초기 모델 대비 고유진동수가 1차 굽힘 모드에 대하여 약 8.8%, 2차 굽힘 모드에 대하여 약 9.9%가 증가하였다.

후 기

This works was supported by the Technology Innovation Programs(10063367, 10052882), funded by the Ministry of Trade, industry & Energy(MI, Korea).

References

(1) Kim, D. Y., Kim, S. J. and Jeong, H. D., 2015, Effect of Initial Deflection of Diamond Wire on Thickness Variation of Sapphire Wafer in Multi-wire Saw, *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing-Green Technology*, Vol. 2, No. 2, pp. 117~121.

(2) Teomete, E., 2011, Roughness Damage Evolution due to Wire Saw Process, *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, Vol. 12, No. 6, pp. 941~947.

(3) Lee, J. Y., Lee, S. E., Yim, H. J. and Jeong, J. I., 2017, Topology Optimization of Main Rollers for Multi-wire Saw Systems, *Journal of the Korean Society for Precision Engineering*, Vol. 34, No. 10, pp. 677~681.

(4) Lee, S. J., Kim, H. J., Kim, D. Y. and Park, C. J., 2016, Investigation on Diamond Wire Break-in and Its Effects on Cutting Performance in Multi-wire Sawing, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Vol. 87, No. 1, pp. 1~8.

(5) Park, S. S. and Chung, W. J., 2011, A Study on Select Position of High Speed Spindle Considering the Thermo Behavior, *Journal of the Korean Society of Manufacturing Technology Engineers*, Vol. 20, No. 6, pp. 767~772.

(6) Lim, J. S., Chung, W. J. and Lee, C. M., 2009, Selection of Bearing Position for Improving Static and Dynamic Stiffness of 40,000 rpm High-speed Spindle, *Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers*, Vol. 8, No. 1, pp. 10~17.

(7) Hong, S. W., Choi, C. S. and Lee, C. H., 2013, Effects of Bearing Arrangement on the Dynamical Characteristics of High-speed Spindle, *Journal of the Korean Society for Precision Engineering*, Vol. 30, No. 8, pp. 854~863.

(8) Kim, H. Y., Jeong, J. K., Won, J. J. and Jeong, J. I., 2012, A Computational Modeling Reflecting Static

and Dynamic Characteristics of LM Bearings for Machine Tools, *Journal of the Korean Society for Precision Engineering*, Vol. 29, No. 10, pp. 1062~1069.

(9) Kim, H. M., Seo, J. W. and Park, H. W., 2012, Computational Modeling of the Bearing Coupling Section of Machine Tool, *Journal of the Korean Society for Precision Engineering*, Vol. 29, No. 10, pp. 1050~1055.

(10) Cha, J. K., Choi, J. H., Kim, J. H., Hwang, T. G. and Kim, S. J., 2009, Structural Strength Analysis of Eccentric Bearing Bush for Assembly in the Low Temperature, *Proceeding of the KSME Annual Autumn Conference*, pp. 730~735.

(11) NSK Rolling Bearings Catalog, No. E1102m, pp. A24~27, B46~49, B62.



Hye Ryang Park completed his Bachelor Degree in automotive engineering in 2018 and is currently studying for his Master Degree at Kookmin University. He especially is interested in Vehicle vibration and Structural vibration.



Jay Il Jeong received his B.S., M.S., and Ph.D. degrees from the School of Mechanical and Aerospace Engineering, Seoul National University, Seoul, Korea, in 1995, 1997, and 2002, respectively. He was a postdoctoral researcher at the Department of Mechanical Engineering at Johns Hopkins University in the United States from 2003 to 2006. Since then, he has been a professor in the School of Mechanical Engineering in Kookmin University, Seoul, Korea. His current research interests include safety evaluation systems for automated vehicles.

신호처리를 이용한 노크센서의 엔진진동 측정에 대한 연구

A Study on Engine Vibration Measurement of Knock Sensor Using Signal Processing

김 용 현* · 고 대 철†

Young Hyun Kim* and Dae Cheol Ko†

(Received April 30, 2019 ; Revised June 10, 2019 ; Accepted July 1, 2019)

Key Words : Knock Sensor(노크센서), Accelerometer(가속도계), Analysis(분석), Fast Fourier Transform(고속 푸리에 변환), Engine Vibration(엔진 진동)

ABSTRACT

To measure engine vibrations, an additional accelerometer must be installed. However, selecting the measurement position is difficult to and requires additional cost. In contrast, the knock sensor is a sensor that detects the knocking of the engine. It has a piezo resistor, which is inserted in the knock sensor, that can turn these vibrations into voltage. In this study, we measured engine vibrations by using the knock sensor. The acceleration sensor and the knock sensor were simultaneously mounted and used to measure the engine vibrations. The measured signals were compared via signal processing to investigate whether the knock sensor can be a possible alternative to the accelerometer for engine vibration measurement.

1. 서 론

엔진 진동을 측정하는 실험은 가속도계를 장착하는 방식으로 진행해왔다^(1~3). 이는 추가적인 비용과 더불어 다량의 기계가 조립되어 폭발로 인한 진동 발생을 갖는 엔진의 특성상 측정 위치를 특정하기가 매우 어렵다.

한편 기존의 엔진에 장착된 노크센서는 엔진에서 발생하는 진동을 계측하여 엔진 ECU가 점화시기를 제어할 수 있는 입력신호로 활용된다⁽⁴⁾. 따라서 이 신호를 이용해 엔진의 진동을 평가할 수 있다면 편리성과 함께 경제적인 측면에서 큰 장점이 될 수 있다⁽⁵⁾. 이와 유사한 최근연구로써 S.Vulli는 STFT 처

리기법을 이용해 노크센서에서 계측되는 진동신호에서의 부분진동(흡배기밸브의 작동 충격파, 연소압력에 따른 진동 등)에 대한 원인을 규명하는 데 집중했으나 노크센서를 이용한 진동측정 방법에 대한 직접적인 언급은 없었다⁽⁵⁾.

따라서 이 논문은 가속도계를 대신하여 노크센서를 이용해 엔진의 진동을 계측할 수 있는 방법을 제시하기 위한 연구로써 정상진동을 갖는 엔진의 공회전 상황에서 노크센서를 통해 계측되는 진동신호를 FFT변환 후 시간영역 해석기법을 통해 분석하는 방법을 사용한다⁽⁶⁾. 또한 이에 대한 검증을 위해 동일한 조건에서 가속도계를 장착하여 진동을 측정 후 동일한 기법으로 신호처리를 하여 전술한 실험과 비교 후 고찰한다.

† Corresponding Author ; Member, Graduate School of Convergence Science, Pusan National University
E-mail : dcko@pusan.ac.kr

* Member, Korea Polytechnic Colleges

† Recommended by Editor Jun Hong Park

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

2. 실험

2.1 실험내용 및 방법

(1) 실험 방법

노크센서는 진동에 비례한 전압을 출력함으로 oscilloscope를 이용하여 측정한다. 4실린더 기관의 평균 진동주파수 20 Hz ~ 30 Hz를 고려해 oscilloscope 상의 horizontal level range는 12.5 Hz/div ~ 625.0 Hz/div로 설정한다. 또한 노크센서의 신호선(2번 pin) ECU로부터 5 V reference 전압을 공급받고 있음으로 voltage level range는 3 V 이하로 설정하며 측정된 진동에 대한 정확한 분석을 위해 FFT변환을 실시한다(Fig. 1). 또한 진동신호에 대한 정량적 분석을 위한 신호처리를 위해 주파수 신호의 magnitude를 EXCEL 프로그래밍으로 변환하여 시간영역 해석기법인 RMS, peak to peak, crest factor의 신호처리 과정을 거쳐 진동의 경향을 분석한다. 상기 실험에 대한 검증을 위해 intake-manifolder 중심에 가속도계를 설치하고 측정된 시간에 따른 가속도 변화를 FFT를 통해 측정 후 전문적인 방법으로 신호처리하여 비교 후 고찰한다.

(2) 실험대상 차종 및 노크센서 분석

실험 대상 엔진은 아반떼 XD에 장착된 알파 엔진 1600 cc 시뮬레이션(Fig. 2, Table 1)으로 주행거리는 약 60 000 km이며, EMS(engine management system)와 노크센서(Fig. 3)는 KEFICO社의 제품으로 가솔린을 연료로 하며 엔진의 형식은 I-TYPE의 DOHC(double overhead camshaft)를 이용한다. 수냉식 기관으로 실린더는 4개이며 점화순서는 순차적으로 점화되는 방식을 사용하고 있다.

노크센서는 엔진의 블록(Fig. 5)에 장착되어 연소

시 발생하는 진동을 측정하는 역할을 한다. 내부에는 piezo를 장착하여(Fig. 4) 진동발생과 비례하여 전압을 출력하게 되고 이를 ECU에 전달하면 이중 노킹에 해당하는 특정 고주파(8 kHz ~ 16 kHz) 성분만 필터링하여 점화시기를 제어하는 데 사용하고(Fig. 6) 나머지 진동은 무시한다.

(3) 실험장치도

노크센서 전달되는 진동을 측정하기 위하여 Fig. 7과 같이 실험장치를 구성하였다. 실험장비로는 Tektronix社의 DPO2022B oscilloscope를 사용하였다. 노크센서



Fig. 2 Engine used in the experiment

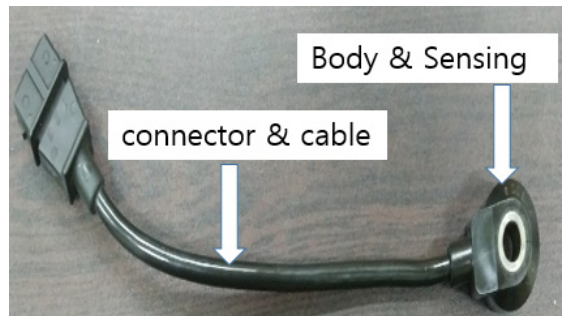


Fig. 3 Knock sense

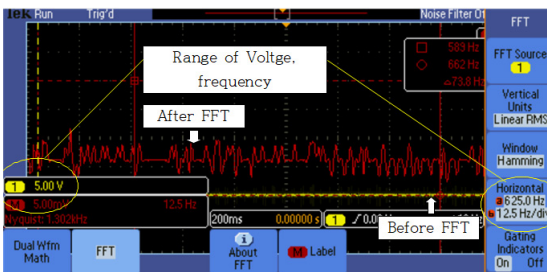


Fig. 1 Measurement knock sensor for using cilloscope

Table 1 Explanation to the engine of experiment

Engine type	I-DOHC
Firing sequence	1-3-4-2
Compression ratio	10:1
Bore(mm)	76.5
Stroke(mm)	83.5

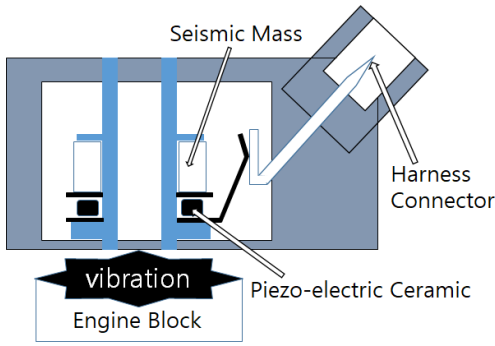


Fig. 4 Structure to a knock sensor

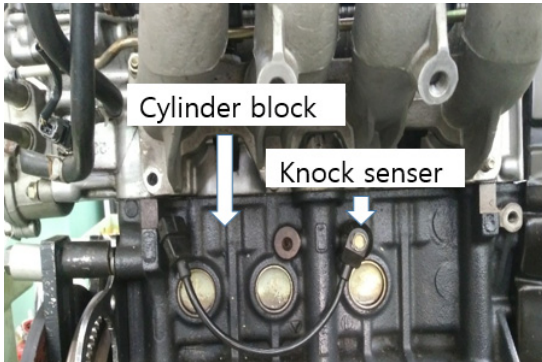


Fig. 5 Installation position of knock sensor

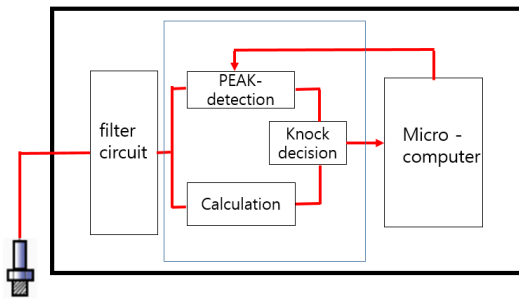


Fig. 6 Overview of knocking-control rule ECM algorithm

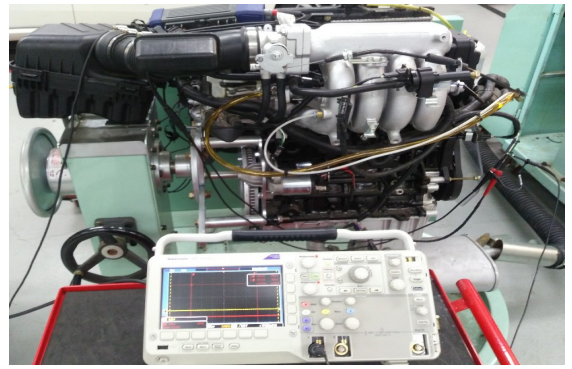


Fig. 7 Schematic of experimental layout (by oscilloscope)

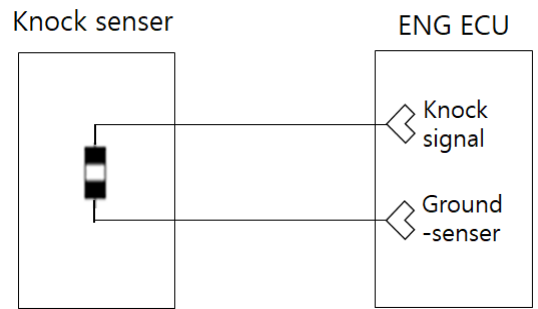


Fig. 8 Knock sense circuit diagram

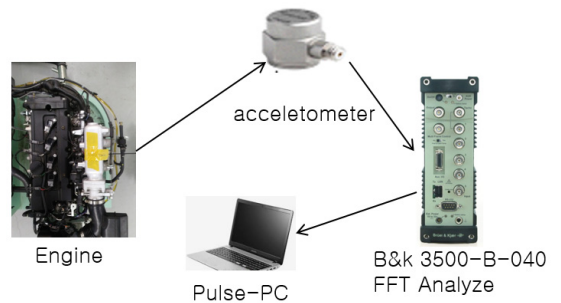


Fig. 9 Schematic of experimental layout (by accelerometer)

를 통해 입력되는 신호 중 주파수분석을 위한 FFT 변환이 가능한 장비로써 Fig. 8의 노크센서 회로도상의 신호선(knock signal)과 접지선(ground sensor)에 해당하는 부위에 측정 프로브를 설정하였다. 또한 실험 결과에 대한 검증을 위해 가속도계(ENDEVCD 27A M1-100)를 설치하고 측정된 시간에 따른 가속도 변화를 FFT analyzer (B&K 3560-B-040)를 통해 변환한다(Fig. 9).

(4) 실험 결과

노크센서에서 계측되는 공회전 진동에 따른 출력전압은 4.00 mV ~ 404 mV까지 출력되었고(Fig. 10) 이를 FFT변환을 한 결과 250.0 Hz ~ 1.002 kHz의 주파수 레인지를 가지고 있음을 확인하였다(Fig. 11). 이는 엔진내부의 밸브 및 각종 보기류의 추가적인 진동 주파수가 포함되어 일반 주파수보다 높은 범위를 나타냄을 알 수 있었다. FFT과정을 거쳐 엑셀 프로그램

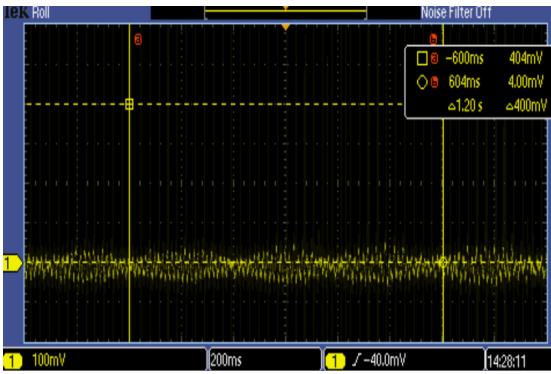


Fig. 10 Measurement knock sensor for using oscilloscope (FFT-before conversion)

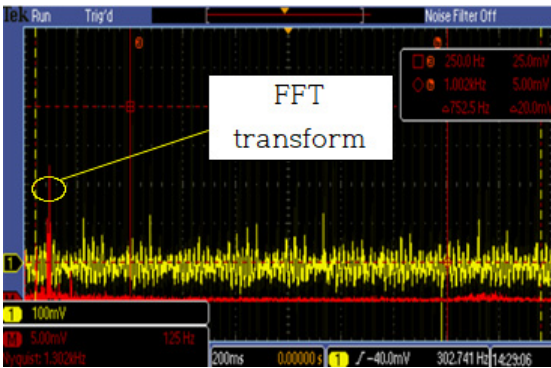


Fig. 11 Measurement knock sensor for using oscilloscope (FFT-after conversion)

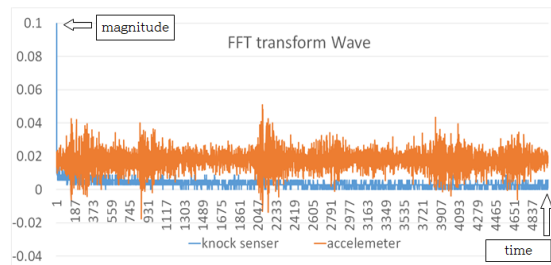


Fig. 12 Comparison of knock sensor and accelerometer (time-donation)

므로 PLOT한 2가지 신호를 (Fig. 12)에 나타내었다. 가속도센서는 일반적으로 동일한 조건에서 진동을 받아들였을 때 내부의 AMP를 통해 신호를 증폭하여 진동 변화의 경향을 잘 파악할 수 있음을 알 수 있었다.

이와 비교하여 노크센서의 진동폭은 변화가 적음을 알 수 있는데 이는 knock window가 약 8 kHz ~ 16 kHz의 고주파에서 발생되기 때문에 이에 최적화된 센서 특

Table 2 For signal processing was converted to TXT

	Knock sensor	Accele meter
1	0.237 266	0.056 295 155
2	0.198 203	0.039 284 429
3	0.159 141	0.025 325 858
4	0.086 796 9	0.007 533 702
5	0.014 453 1	0.000 208 892
.	.	.
.	.	.
.	.	.
5000	0.010 109 4	0.000 102 2

Table 3 Result of analysis in signal processing

	RMS	Crest factor	Peak to peak
Accele meter	0.0063	4.6349	0.0584
Knock sensor	0.0064	1.125	0.0144
Consistency (%)	98.43 %	24.27 %	24.65 %

정상 저주파대역(8 kHz 이하)은 상대적으로 감지하는 능력이 떨어짐을 알 수 있었다. 따라서 저주파영역에서의 진동경향 분석을 위해 텍스트로 변환 (Table 2) 후 시간영역의 해석기법을 이용해 RMS, peak to peak, crest factor에 대한 계산을 하였고 가속도계를 이용한 실험 역시 동일한 신호처리를 통해 도출된 수치를 Table 3에 나타내었다. 그 결과 peak to peak, crest factor의 경우는 약 25 % 범위의 비교적 낮은 일치율을 보였으나 RMS의 정확도는 98.43 %로 높은 일치율을 보였다. 따라서 정량적인 엔진진동을 측정하고 분석할 때 노크센서를 활용할 수 있는 가능성을 확인하였다.

3. 결론 및 향후과제

이 실험을 통해 노크센서를 이용하여 엔진진동을 계측하는 방법에 있어서 시간영역의 해석기법인 RMS를 활용하는 것이 신뢰도가 높음을 확인하였고, 이를 통해 진동의 정량적인 관점에서 계측하고 분석할 때 유용할 것으로 판단된다. 또한 peak to peak, crest factor는 상대적으로 신뢰도가 떨어져 RMS에 비해 유용하지 못함을 확인하였다.

향후 연구의 영역을 보다 확장하여 노크센서를 이용한 비정상 엔진진동 발생시 RMS 추이를 관찰하는 연구를 진행할 예정이다.

References

(1) Moosavian, A., Najafi, G., Nadimi, H. and Arab, M., 2017, Estimation of Engine Friction Using Vibration Analysis and Artificial Neural Network, 2017 International Conference on Mechanical, System and Control Engineering (ICMSC), pp. 130~135.

(2) Çalık, A., 2018, Determination of Vibration Characteristics of a Compression Ignition Engine Operated by Hydrogen Enriched Diesel and Biodiesel Fuels, Fuel, Vol. 230, pp. 355~358.

(3) Mao, Z., Jiang, Z., Zhao, H. and Zhang, J., 2018, Vibration-based Fault Diagnosis Method for Conrod Small-end Bearing Knock in Internal Combustion Engines, INSIGHT, Vol. 60, No. 8, pp. 418~425.

(4) Yang, H. S., Lim, J. H. and Chun, D. J., 2008, A Study on Characteristics of Knocking in Gasoline Engine through ECU Control, Journal of Korea Safety Management & Science, Vol. 10, No. 3, pp. 109~115.

(5) Vulli, S., Dunne, J. F., Potenza, R., Richardson, D. and King, P., Time-frequency Analysis of Single-point Engine-block Vibration Measurements for Multiple Excitation-event Identification, Journal of Sound and Vibration, Vol. 321, No. 3-5, pp. 1129~1143.

(6) Kim, Y. H., 2010, The Study on the Test on Initial Abnormal Engine through Processing Signal, Hayang University.

(7) Barelli, L., Bidini, G., Buratti, C. and Mariani, R., 2009, Diagnosis of Internal Combustion Engine through Vibration and Acoustic Pressure Non-intrusive Measurements, Applied Thermal Engineering, Vol. 29, No. 8-9, pp. 1707~1713.

(8) Jeong, T. S. and Singh, R., 2000, Analytical Methods of Decoupling the Automotive Engine Torque Roll Axis, Journal of Sound and Vibration, Vol. 234, No. 1, pp. 85~114.



Young Hyun Kim received the M.S. degree in Mechanical Engineering department at Hayang University in 2010. He has a certification as a Professional Engineer Transportation Vehicles and Master Craftsman Motor Vehicles Maintenance. He worked at Hyundai Motor Company from 2003 to 2014. Currently, he is working as a assistant professor at Korea Polytechnic Colleges.



Dae Cheol Ko received the Ph.D. in department of mechanical design engineering at Pusan National University in 1998. His main research interest is to develop a novel manufacturing process of lightweight component in automobile and aerospace. He is working as a professor at Pusan National University since 2007.

유체-구조간 결합을 고려한 진동-음향 모델의 축소 Performance of Multiphysics Model Reduction of Vibro-acoustic Coupled Problem

김수민* · 채수원** · 박광춘*** · 김진균†
Soo Min Kim*, Soo-Won Chae**, K. C. Park*** and Jin-Gyun Kim†

(Received May 9, 2019 ; Revised July 2, 2019 ; Accepted July 9, 2019)

Key Words : Vibro-acoustic Interaction(진동-음향 연성), Fluid-structure Interaction(유체-구조 연성), Multi-physics Problem(다중-물리 모델), Reduced-order Modeling(모델 축소 기법)

ABSTRACT

We introduce a strongly coupled model reduction method recently developed for well-known vibro-acoustic interaction, which is a standard (u,p) formulation. The key principle of the scheme is a sequential reduction process from the structure to fluid domains. The sequential projection allows for a strong connection between two different physical domains, unlike conventional schemes that reduce two domains at once, and then better accuracy of the resulting reduced model can be expected. In this study, we compared the performance of the strongly coupled method of the (u,p) formulation to the conventional uncoupled and weakly coupled methods. We herein considered frequency domain analysis and transient analysis. In addition, we investigated the symmetric (u,p,φ) formulation and its condensation techniques.

기 호 설 명

c : 음속
 f : 힘 벡터
 H : 커플링 행렬
 I : 단위 행렬
 K : 강성 행렬
 M : 질량 행렬
 n : 자유도 크기
 p : 압력 벡터
 T : 변환 행렬
 u : 변위 벡터
 Γ : 유체부 고유값 행렬

Υ : (p,φ) 구속 행렬
 φ : 포텐셜 벡터
 Λ : 구조부 고유값 행렬
 Ξ : 유체부 고유값 벡터 행렬
 ρ : 밀도
 Φ : 구조부 고유값 벡터 행렬
 Ψ : (u,p) 구속 행렬

첨 자

C : 응축
 d : 주요 모드
 f : 유체부

† Corresponding Author; Member, Department of Mechanical Engineering, Kyung Hee University
E-mail: jingyun.kim@khu.ac.kr

* Simulation Group, Samsung SDI

** Department of Mechanical Engineering, Korea University

*** Department of Aerospace Engineering Science and Center for Aerospace Structures, University of Colorado

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

✉ Recommended by Editor Won Ju Jeon

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

s : 구조부
sc : 강결합법
symm : 대칭
wc : 약결합법

1. 서 론

진동-음향 연성(vibro-acoustic interaction)은 소음-진동 분야의 대표적인 다중-물리 문제(multi-physics problem) 중 하나로, 차량 내 소음전파⁽¹⁾, 지진 하중 시원자로 냉각수의 진동⁽²⁾, 발사체 내 액체연료 거동⁽³⁾ 및 인공와우 개발⁽⁴⁾ 등 다양한 적용 사례가 존재한다. 일반적인 진동-음향 연성 모델의 경우, 구조체는 선형탄성(linear elastic), 유체는 비점성(invscid), 비회전성(irrotational)으로 가정되며, 효과적인 계산을 위하여 주로 유한요소법(finite element method, FEM)이 활용된다⁽⁵⁾.

최근 컴퓨터 하드웨어 및 계산 기술의 급격한 발전으로 인하여 굉장히 크고 복잡한 대상도 상당히 손쉽게 디지털 모델을 생성할 수 있고, 또한 다양한 시뮬레이션을 진행할 수 있다. 그러나 유체부는 일반적으로 구조부에 비하여 많은 요소(element)가 필요하며, 더군다나 유체-구조간 결합 모델 같은 다중-물리 현상을 구현하고 시뮬레이션 하는 데에는 훨씬 많은 계산 비용(computational cost)이 필요하다. 이러한 문제를 효과적으로 다루기 위해 구조 동역학 분야에서는 모델 축소 기법이 개발되어 연구 및 산업 현장에서 널리 활용되고 있다⁽⁶⁻¹¹⁾. 2000년대 이후로는 구조 동역학 뿐만 아니라 다중-물리 현상 모델 분야로 확장하는 연구도 활발히 이루어지고 있다^(7,12-14).

이 연구에서는 유체와 구조체의 상호작용(fluid-structure interaction, FSI)의 대표적인 모델 중 하나인 진동-음향 연성 모델을 다룬다. 특히, FSI 분야에서의 모델 축소 기법들 중에서, 최근에 개발되어 뛰어난 성능과 높은 효율성이 증명된 강결합법(strongly coupled approach)을 소개하고⁽¹²⁾, 기존 기법과의 비교를 진행하였다. 이를 위해 여러 모델에 대하여 주파수 응답 함수(frequency response function) 분석 또는 정상 상태(steady state) 해석을 수행하였고, 또한 강결합법의 핵심 원리를 다른 형태의 FSI 운동방정식에 적용하기 위한 사전 연구를 진행하였다. 이를 위해 이 연구에서는 3종류의 FSI 운동방정식을 검토하였다.

2. FSI 시스템의 표현 형태

일반적으로 구조 진동학에서 임의의 구조물에 대한 운동방정식은 구조부의 변위(*u*)를 주요 변수로 사용한다. 반면에 음향-유체 모델에서는 압력(*p*) 또는 포텐셜(φ)이 주로 사용된다. 이를 바탕으로 다양한 형태의 FSI 운동방정식이 구성될 수 있는데, 일반적으로 아래와 같이 구조부에서의 변위와 유체부에서의 압력을 이용한 비대칭형 운동방정식이 표준 형태로 알려져 있고 가장 널리 사용된다⁽¹³⁾.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_s & \mathbf{0} \\ \rho c^2 \mathbf{H}^T \mathbf{M}_f \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{\mathbf{u}} \\ \ddot{\mathbf{p}} \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_s - \mathbf{H} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_f \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \mathbf{u} \\ \mathbf{p} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mathbf{f}_s \\ \mathbf{0} \end{pmatrix}, \tag{1}$$

여기서 **M**과 **K**는 질량 및 강성행렬을 나타내며, 아래첨자 *s*와 *f*는 각각 구조부와 유체부의 약자를 의미한다. 두 도메인 사이에 커플링 효과를 부여하는 커플링 행렬은 **H**로 표현되었으며, **f**는 힘벡터를 나타낸다. 시스템을 구성하는 유체부에서의 음속(speed of sound)을 *p*로 나타냈다. 식 (1)을 표준형 또는 (*u, p*) 형태라고 부르며, 이와 달리 유체부에서 압력항이 아닌 포텐셜 항을 이용하여 아래와 같은 (*u, p*) 형태가 사용되기도 한다⁽¹³⁾.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_s & \rho \mathbf{H} \\ \mathbf{0} & \mathbf{M}_f \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{\mathbf{u}} \\ \ddot{\varphi} \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_s & \mathbf{0} \\ -c^2 \mathbf{H}^T & \mathbf{K}_f \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \mathbf{u} \\ \varphi \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mathbf{f}_s \\ \mathbf{0} \end{pmatrix}. \tag{2}$$

지금까지 살펴본 2개의 공식은 모두 비대칭 형태를 가진다. 그러나 FSI 모델을 유한요소법을 이용하여 다루고자 했던 초창기에는 대부분의 상용 소프트웨어들이 기존의 대칭형 구조 방정식을 풀기 위해 개발된 상태였기 때문에, 이러한 비대칭 공식들을 그대로 적용하기에 어려움이 있었다. 따라서 많은 연구자들이 대칭형 공식을 만들기 위하여 다양한 연구들을 진행하였고^(15,16), 결과적으로는 아래의 공식이 다양한 유한요소 상용 프로그램들에 내장되는 등 널리 사용되고 있다^(13,14).

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_s & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \rho \mathbf{K}_f / c^2 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{\mathbf{u}} \\ \ddot{\mathbf{p}} \\ \ddot{\varphi} \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_s & -\mathbf{H} & \mathbf{0} \\ -\mathbf{H}^T - \mathbf{M}_f / \rho c^2 & \mathbf{K}_f / c^2 & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_f / c^2 & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \mathbf{u} \\ \mathbf{p} \\ \varphi \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mathbf{f}_s \\ \mathbf{0} \\ \mathbf{0} \end{pmatrix}. \tag{3}$$

지금까지 살펴보았던 3개의 공식들은 모두 다른 형태를 가지고 있지만, 자세히 살펴보면 그 안에 사용되고 있는 항들이 모두 동일한 것을 볼 수 있다. 이는 구조부와 유체부에서의 질량 및 강성 행렬, 그리고 두 도메인을 연결시켜주는 커플링 행렬을 알고 있다면, 사용자가 단순히 항들의 재배열을 통해서 어떠한 형태의 공식이든 생성할 수 있다는 것을 의미한다. 또한, 이들은 당연히 서로 동일한 물리적 특성을 가지고 있다.

3. FSI 시스템의 축소

이 단원에서는 전통적인 유체-구조간 결합 축소기법인 약결합법(weakly coupled approach)을 소개한다. 이는 약결합법이 개발되기 이전에 사용되었던 비결합법(uncoupled approach)에 슈어 보완법(Schur complement)을 이용하여 두 도메인 사이의 커플링 효과를 적절히 반영한 기법이다. 이 기법은 구조 동역학 분야에 널리 사용되는 모드 투영법(modal projection method)을 기반으로 한다⁽¹³⁾.

먼저, 시스템을 구성하는 유체 및 구조부에 대하여 아래와 같은 2개의 독립된 고유값 문제(eigenvalue problem)가 정의된다.

$$\mathbf{K}_s(\boldsymbol{\Phi}_s)_i = (\lambda_s)_i \mathbf{M}_s(\boldsymbol{\Phi}_s)_i, \quad i = 1, 2, \dots, n_s, \quad (4a)$$

$$\mathbf{K}_f(\boldsymbol{\xi}_f)_i = (\gamma_f)_i \mathbf{M}_f(\boldsymbol{\xi}_f)_i, \quad i = 1, 2, \dots, n_f, \quad (4b)$$

여기서 $\boldsymbol{\Phi}_s$ 와 λ_s 는 구조부, 그리고 $\boldsymbol{\xi}_f$ 와 γ_f 는 유체부에서의 고유값 해(eigensolution)를 나타내며, 이 때 아래첨자 i 는 모드 번호(mode number)를 나타낸다. 또한 각 도메인에서의 모드 개수를 n_s 와 n_f 로 표현하였으며, 따라서 전체 시스템의 자유도 개수는 $n(=n_s+n_f)$ 로 정의된다. 모드 투영법은 식(4)와 같은 고유값 문제를 계산하여, 전체 해 중에서 사용자가 중요하다고 생각하는 소수의 주요 모드(dominant mode)만을 선택하고, 이외에 필요하지 않다고 생각하는 잔여 모드(residual mode)는 사용하지 않는다. 이렇게 선택된 주요 모드를 이용하여 아래와 같은 약결합법의 변환 행렬(transformation matrix)을 생성할 수 있다.

$$\mathbf{T}_{wc} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{\Phi}_d & \boldsymbol{\Psi}\boldsymbol{\Xi}_d \\ \mathbf{0} & \boldsymbol{\Xi}_d \end{bmatrix}, \quad (5)$$

여기서 $\boldsymbol{\Phi}_d$ 와 $\boldsymbol{\Xi}_d$ 는 식(4)에서 구해진 고유값 벡터들 중에서 사용자가 선택한 주요 고유값 벡터를 나타낸다. 또한, 아래첨자 wc 는 약결합법을 의미한다. 이 때 두 도메인에서 선택된 주요 모드의 개수를 각각 n_s^d 와 n_f^d 로 정의한다. 추가로 $\boldsymbol{\Psi}$ 는 구속 행렬(constraint matrix)로서, 아래와 같이 정의된다.

$$\boldsymbol{\Psi} = \mathbf{K}_s^{-1}\mathbf{H}. \quad (6)$$

식(5)에서 구속 행렬을 제거한 것이 비 결합법이며, 구속 행렬을 추가함으로써 두 도메인 사이의 커플링 효과가 적절하게 고려되고, 이로 인하여 기법의 정확도가 향상된다. 최종적으로는 식(5)의 변환 행렬을 아래와 같이 모델의 시스템 행렬에 합동 변환(congruent transformation) 형태로 곱해주어 아래와 같은 축소된 시스템의 운동방정식을 얻을 수 있다⁽¹²⁾.

$$\bar{\mathbf{M}}_{wc} = \begin{bmatrix} \mathbf{I} & \boldsymbol{\Phi}_d^T \mathbf{M}_s \boldsymbol{\Psi} \boldsymbol{\Xi}_d \\ \boldsymbol{\Xi}_d^T \mathbf{X} \boldsymbol{\Phi}_d & \boldsymbol{\Xi}_d^T \hat{\mathbf{M}}_f \boldsymbol{\Xi}_d \end{bmatrix}, \quad (7a)$$

$$\mathbf{X} = \rho c^2 \mathbf{H}^T + \boldsymbol{\Psi}^T \mathbf{M}_s, \quad (7b)$$

$$\bar{\mathbf{K}}_{wc} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{\Lambda}_d & \mathbf{0} \\ \boldsymbol{\Xi}_d^T \mathbf{H}^T \boldsymbol{\Phi}_d \boldsymbol{\Gamma}_d & \boldsymbol{\Gamma}_d \end{bmatrix}, \quad (7c)$$

여기서 \mathbf{I} 는 단위 행렬(identity matrix)을 나타내며, $\boldsymbol{\Lambda}_d$ 와 $\boldsymbol{\Gamma}_d$ 는 각각 구조부와 유체부에서의 주요 고유값 행렬을 나타낸다. 또한, 상단바(upper bar)는 근사값을 나타낸다. 식(7)은 모드 투영법을 이용한 축소 시스템 결과이며, 이 외에도 식(3)과 같은 (u, p, φ) 공식의 행렬 응축(matrix condensation)을 통한 축소 방안도 존재한다. 식(3)에 사용되는 3개의 변수들은 아래와 같은 관계식을 만족한다.

$$\mathbf{p} = -\mathbf{K}_p^{-1} \mathbf{H}^T \mathbf{u} + \mathbf{K}_p^{-1} \mathbf{D}^T \varphi, \quad (8)$$

여기서 \mathbf{K}_p 와 \mathbf{D} 는 아래와 같이 정의된다.

$$\mathbf{K}_p = \mathbf{M}_f / \rho c^2, \quad \mathbf{D} = \mathbf{K}_f / c^2. \quad (9)$$

식(8), 식(9)를 이용하여, 식(3)으로 표현된 대칭형 공식의 행렬 응축을 진행할 수 있으며 그 결과는 아래와 같다⁽¹³⁾.

$$\bar{\mathbf{M}}_{symm}^C = \begin{bmatrix} \mathbf{M}_s & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \rho \mathbf{K}_f / c^2 \end{bmatrix}, \quad (10a)$$

$$\bar{\mathbf{K}}_{symm}^C = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_s + \mathbf{H}\mathbf{K}_p^{-1}\mathbf{H}^T & -\mathbf{H}\mathbf{K}_p^{-1}\mathbf{D}^T \\ -\mathbf{D}\mathbf{K}_p^{-1}\mathbf{H}^T & \mathbf{D}\mathbf{K}_p^{-1}\mathbf{D}^T \end{bmatrix}, \quad (10b)$$

이때, 윗첨자 C 는 응축(condensation)을 의미하며, 아래첨자 $symm$ 은 대칭을 나타낸다.

식 (3)과 같은 대칭형 공식은 식 (1), 식 (2)와는 다르게 대칭 형태를 가지고 있기 때문에, 다양한 프로그램에 별다른 가공 없이 삽입되어 사용될 수 있다는 장점이 있지만, 반면에 유체부에서 2개의 변수를 사용하면서 유체부의 행렬 크기가 2배로 커지는 단점이 있다. 따라서 이를 해결하고자 행렬 응축을 이용한 식 (10)과 같은 응축된 시스템 행렬을 제안한 연구가 진행되었다. 그러나, 이는 모드 투영법을 이용한 기법들과는 근본적인 원리가 다름에 주의해야 하며, 응축이 되었다고 해도 시스템의 크기가 기존 표준 형태와 동일하기 때문에 축소 효율이 매우 크다고 볼 수는 없다.

4. 강결합법을 이용한 축소

이 단원에서는 최근에 개발된 강결합법을 소개한다. 이는 앞서 3단원에서 다루었던 약결합법을 발전시킨 형태로 볼 수 있다⁽¹²⁾.

먼저, 식 (5)에 나타난 변환 행렬을 아래와 같이 2개 행렬의 곱으로 분할한다.

$$\begin{aligned} \mathbf{T}_{wc} &= \begin{bmatrix} \hat{\Phi}_d & \Psi \hat{\mathbf{E}}_d \\ \mathbf{0} & \hat{\mathbf{E}}_d \end{bmatrix}, \\ &= \mathbf{T}_{wc}^{(1)} \times \mathbf{T}_{wc}^{(2)} = \begin{bmatrix} \hat{\Phi}_d & \Psi \\ \mathbf{0} & \mathbf{I} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{I} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \hat{\mathbf{E}}_d \end{bmatrix}, \end{aligned} \quad (11)$$

여기서 $\mathbf{T}_{wc}^{(1)}$ 과 $\mathbf{T}_{wc}^{(2)}$ 를 각각 1차 및 2차 약결합 변환 행렬이라고 정의한다. 2개의 변환 행렬을 살펴보면, 각각 구조부와 유체부에서의 주요 고유값 벡터를 독립적으로 포함하고 있는 것을 확인할 수 있는데, 이는 전체 시스템 행렬이 1차 및 2차 변환 행렬에 의해서 구조부와 유체부가 순차적으로, 또한 독립적으로 축소된다는 것을 의미한다. 이러한 2단계 축소 개념을 이용하여 $\mathbf{T}_{wc}^{(1)}$ 만을 이용한 1차 축소 시스템 행렬은 아래와 같다.

$$\bar{\mathbf{M}}_{wc}^{(1)} = \begin{bmatrix} \mathbf{I} & \hat{\Phi}_d^T \mathbf{M}_s \Psi \\ \mathbf{X} \hat{\Phi}_d & \hat{\mathbf{M}}_f \end{bmatrix}, \quad (12a)$$

$$\bar{\mathbf{K}}_{wc}^{(1)} = \begin{bmatrix} \mathbf{A}_d & \mathbf{0} \\ \mathbf{H}^T \hat{\Phi}_d & \mathbf{K}_f \end{bmatrix}. \quad (12b)$$

식 (12)로부터, 우리는 구조부의 크기가 축소된 것을 확인할 수 있고, 또한 유체부에서의 질량 행렬이 업데이트 된 것을 볼 수 있다. 이때 업데이트된 유체부의 질량행렬 $\hat{\mathbf{M}}_f$ 은 아래와 같다.

$$\hat{\mathbf{M}}_f = \mathbf{M}_f + \mathbf{X}\Psi, \quad (13)$$

이는 구조부가 먼저 축소되면서 두 도메인 사이의 커플링 효과가 유체부에 반영된 것이다. 강결합법의 핵심 원리는 기존 유체부의 고유값 문제인 식 (4b)에서, 유체부의 질량 행렬을 식 (13)으로 교체하는 것이다. 결과적으로 아래와 같은 강결합법 변환 행렬이 정의된다⁽¹²⁾.

$$\mathbf{T}_{sc} = \begin{bmatrix} \hat{\Phi}_d & \Psi \hat{\mathbf{E}}_d \\ \mathbf{0} & \hat{\mathbf{E}}_d \end{bmatrix}, \quad (14)$$

여기서 $\hat{\mathbf{E}}_d$ 은 업데이트된 질량 행렬을 이용하여 얻은 고유값 벡터 중에서 사용자가 선택한 주요 모드를 나타낸다. 강결합법의 변환행렬을 이용하여 아래와 같이 축소된 시스템행렬을 얻을 수 있다.

$$\bar{\mathbf{M}}_{sc} = \begin{bmatrix} \mathbf{I} & \hat{\Phi}_d^T \mathbf{M}_s \Psi \hat{\mathbf{E}}_d \\ \hat{\mathbf{E}}_d^T \mathbf{X} \hat{\Phi}_d & \mathbf{I} \end{bmatrix}, \quad (15a)$$

$$\bar{\mathbf{K}}_{sc} = \begin{bmatrix} \mathbf{A}_d & \mathbf{0} \\ \hat{\mathbf{E}}_d^T \mathbf{H}^T \hat{\Phi}_d & \hat{\mathbf{I}}_d \end{bmatrix}. \quad (15b)$$

5. 계산비용에 대한 고찰

우리는 표준 형태의 운동방정식에 대하여, 약결합법 및 강결합법의 계산 비용 차이를 분석하고자 하며, 여기에 추가적으로 대칭형 운동방정식의 응축 과정에 소요되는 계산 비용을 분석한다. 이미 기존의 연구에서 강결합법이 약결합법에 비하여 상당히 향상된 정확도를 가진다는 것이 증명된 바 있지만⁽¹²⁾, 계산 비용 측면에서의 비교는 이루어지지 않았다. 계산 비용의 비교에 앞서 약결합법 및 강결합법을 이용하여 모델을 축소하는 방식은 응축 방식과 비교하여 원리 자체가 다르고, 생성되는 시스템의 크기도 다르기 때문에

직접적인 비교는 불가하다는 점을 밝히고자 한다.

이 절에서는 임의의 크기를 가지는 FSI 모델이 주어졌을 때, 약결합법 및 강결합법을 이용하여 최종 축소 모델을 생성하는 과정에서 기법들 간의 계산 비용을 비교하였다. 사용자가 원하는 축소 모델을 생성하기 위해서는 다음과 같은 3개의 주요 과정이 필요하다. 첫째, 구조부의 고유값 문제 풀이 과정. 둘째, 유체부의 고유값 문제 풀이 과정. 그리고 마지막으로 식 (7) 또는 식 (15)를 생성하기 위한 블록 행렬의 내부 항들 계산 과정이 그것이다.

일반적으로 n 의 자유도를 가지는 시스템의 고유값 문제를 풀기 위해서는 n^3 의 계산 비용이 요구된다. 임의의 시스템의 구조부와 유체부의 자유도 크기를 각각 n_s 및 n_f 라고 하면 두 도메인의 고유값 문제의 계산에는 $n_s^3 + n_f^3$ 의 계산 비용이 발생한다. 추가적으로 $a \times b$ 의 크기를 가지는 행렬 \mathbf{A} 와 $b \times c$ 의 크기를 가지는 행렬 \mathbf{B} 를 곱한 결과물인 $a \times c$ 의 크기를 가지는 행렬 \mathbf{C} 의 계산 과정에는 $ac(2b-1)$ 의 계산 비용이 필요하다. 이러한 원리를 바탕으로 식 (7), 식 (10) 및 식 (15)에 표기된 구성항들의 계산 비용을 분석하면 Table 1과 같다. 최종 결과물에 단위 행렬 또는 이미 계산된 고유값 행렬 등이 존재하기 때문에, 실제로 변환 행렬을 구성하여 전체 시스템 행렬에 이를 곱해주는 것보다 이렇게 블록 행렬들을 구하여 조립하는 것이 훨씬 효과적이다.

또한, 강결합법에서만 업데이트된 유체부의 질량 행렬 $\hat{\mathbf{M}}_f$ 이 사용되는 것처럼 생각할 수 있지만, 식 (7a)에서 확인할 수 있듯이 이는 약결합법에서도 사용되

Table 1 Operation counts for computing block matrices

	Component	Operation counts
Eq. (7): Weakly coupled	$\Phi_d^T \mathbf{M}_s \Psi \Xi_d$	$m_s^d(2n_s - 1) + n_s^d n_f^d(2n_f - 1)$
	$\Xi_d^T \mathbf{X} \Phi_d$	$n_f^d n_s(2n_f - 1) + n_s^d n_f^d(2n_s - 1)$
	$\Xi_d^T \hat{\mathbf{M}}_f \Xi_d$	$n_f^d(2n_f - 1)(n_f + n_f^d)$
	$\Xi_d^T \mathbf{H}^T \Phi_d$	$n_f^d n_s(2n_f - 1) + n_f^d n_s^d(2n_s - 1)$
Eq. (10): Matrix condensation	\mathbf{K}_p^{-1}	$2n_f^3/3 + n_f^2 + 2$
	$\mathbf{K}_s + \mathbf{H} \mathbf{K}_p^{-1} \mathbf{H}^T$	$n_s n_f(2n_f - 1) + n_s^2(2n_f - 1)$
	$\mathbf{H} \mathbf{K}_p^{-1} \mathbf{D}^T$	$2n_s n_f(2n_f - 1)$
	$\mathbf{D} \mathbf{K}_p^{-1} \mathbf{D}^T$	$2n_f^2(2n_f - 1)$
Eq. (15): Strongly coupled	$\Phi_d^T \mathbf{M}_s \Psi \Xi_d$	$m_s^d(2n_s - 1) + n_s^d n_f^d(2n_f - 1)$
	$\hat{\Xi}_d^T \mathbf{X} \Phi_d$	$n_f^d n_s(2n_f - 1) + n_s^d n_f^d(2n_s - 1)$
	$\hat{\Xi}_d^T \mathbf{H}^T \Phi_d$	$n_f^d n_s(2n_f - 1) + n_f^d n_s^d(2n_s - 1)$

는 항이기 때문에 유체부의 질량 행렬을 업데이트하는 비용은 두 기법에서 모두 동일하다. 그리고 비록 유체부의 질량 행렬이 업데이트 되더라도 도메인의 크기가 변화하지는 않으므로 구조부와 유체부의 고유값 문제를 계산하는데 두 기법 사이에 계산 비용 차이가 발생하지는 않는다. 추가적으로, 축소된 시스템 행렬을 구성하는 블록 행렬들을 계산할 때에도, 단순히 기존의 유체부 고유값 벡터 Ξ_d 를 업데이트된 유체부의 고유값 벡터 $\hat{\Xi}_d$ 으로 치환하는 것이기에 때문에 추가적인 계산 비용은 발생하지 않는다.

그러나 축소된 질량 행렬의 2행 2열을 비교하면 차이점을 확인할 수 있는데, 약결합법에서 3개 행렬의 곱으로 표현되어 있는 부분이 강결합법에서 단위행렬로 변경된 것을 볼 수 있다. 이는 강결합법의 변환 행렬이 업데이트된 고유값 벡터 행렬을 사용하면서 질량 직교성(mass orthonormality)이 발휘되었기 때문이며, 따라서 우리는 오히려 강결합법에서의 최종 형태가 더 간결한 것을 확인할 수 있다. 그러나 이렇게 하나의 블록 행렬이 단순화된 것은 전체의 모델 축소 과정에서 매우 미미한 영향을 미치며, 결과적으로 약결합법 및 강결합법은 거의 동일한 계산 비용을 필요로 한다고 결론지을 수 있다.

6. 강결합법의 적용가능성에 대한 고찰

이 연구에서는 비대칭 공식 중에서도 (u, p) 공식에 대한 축소 모델링을 소개하였다. 이 강결합법은 또 다른 대표적인 비대칭 공식인 (u, φ) 공식, 또는 식 (3)과 같은 대칭 공식인 (u, p, φ) 공식의 축소모델링에도 적용될 필요가 있다. 이 장에서는 특히 (u, p, φ) 공식에서의 강결합법 적용 가능성과 해결해야 하는 연구 이슈를 정리하고자 한다.

이 연구에서 소개한 강결합법은 식 (1)에 표기된 표준 형태 공식을 기반으로 유도된 것이며, 현재 식 (2)로 표기된 형태에서는 그 성능이 발휘되지 못하고 있는 것으로 알려져 있다⁽¹²⁾. 이에 대하여 추가적인 연구가 필요한 상태이며, 아직까지 식 (3)으로 표현된 대칭 형태 공식으로의 확장은 시도되지 않았다. 이 논문에서는 식 (3)의 형태를 가지는 운동방정식에 해당하는 강결합법의 변환 행렬을 구하기 위한 사전 연구를 진행하고자 한다. 2개의 변수를 가지는 식 (1), 식 (2)와는 달리 식 (3)은 3개의 변수를 포함하고 있기

때문에, 총 2개의 구속 행렬이 존재한다. 먼저 식 (3)에서 질량 및 외력 효과를 제거하고, 첫 번째 행으로부터 아래의 관계식을 얻을 수 있다.

$$\mathbf{u} = \Psi \mathbf{p}, \quad \Psi = \mathbf{K}_s^{-1} \mathbf{H}, \quad (16)$$

그리고, 여기서 사용된 구속 행렬 Ψ 는 식 (6)과 완벽히 동일함을 확인할 수 있다. 또한, 식 (3)의 두 번째 행으로부터 아래와 같이 두 번째 구속 행렬을 구할 수 있다.

$$\boldsymbol{\varphi} = \mathbf{Y} \mathbf{p}, \quad \mathbf{Y} = \mathbf{K}_f^{-1} \widehat{\mathbf{M}}_f / \rho, \quad (17)$$

여기서 \mathbf{Y} 는 $\boldsymbol{\varphi}$ 와 \mathbf{p} 사이의 구속 행렬이다.

추가적으로, 대칭 형태의 운동방정식에 대한 강결합법 변환 행렬을 구하기 위해서 구조부와 유체부의 고유값 문제를 풀어야 한다. 그러나 식 (1) 또는 식 (2)에서 유체부와 구조부의 질량 및 강성 행렬이 깔끔하고 명확하게 표현되어 있는 것에 반해, 식 (3)의 대칭 형태 운동방정식에서는 유체부에서의 표현 형태가 불명확하다. 즉, 유체부에 해당하는 2개 변수 \mathbf{p} 와 $\boldsymbol{\varphi}$ 에 관한 고유값 문제를 잘 정의하고 분석할 필요가 있다. 만약 2개의 변수의 주요 고유값 벡터를 각각 $\boldsymbol{\Sigma}_d^p$ 와 $\boldsymbol{\Sigma}_d^\varphi$ 로 정의한다면, 우리는 대칭 형태의 운동방정식에 대하여 아래와 같은 약결합 변환 행렬을 제안할 수 있다.

$$\mathbf{T}_{symm-wc} = \begin{bmatrix} \Phi_d \Psi \boldsymbol{\Sigma}_d^p & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \boldsymbol{\Sigma}_d^p & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{Y} \boldsymbol{\Sigma}_d^\varphi & \boldsymbol{\Sigma}_d^\varphi \end{bmatrix}. \quad (18)$$

또한, 이러한 변환 행렬은 식 (11)과 유사하게 2개의 1차 및 2차 변환 행렬로 분할될 수 있고, 이를 이용하여 식 (1)과 같은 표준 형태를 대상으로 개발된 강결합법을 대칭형 운동방정식으로 확장할 수 있을 것으로 예상된다. 이러한 기법의 확장을 위해서 앞으로 대칭형 운동방정식에서의 유체부 고유값 문제를 정확하게 잘 고려하는 추가 연구가 필요할 것으로 생각된다.

아울러, 이 연구에서는 유체가 구조체 내부에 있는 경우(internal fluid-structure interaction)만을 고려한 강결합법을 다루었으나, 외부 유체를 고려하는 유체-구조 연성(hydroelastic) 및 자유수면(free surface)의 영향을 고려한 슬로싱(sloshing) 문제^(13,17) 등에도 해당 기술의 확장이 가능할 것으로 판단된다.

7. 수치 예제

7.1 Fluid Box Problem

이 단원에서는 널리 알려지고 검증된 간단한 수치 예제 모델을 이용하여 지금까지 다루었던 기법들의 성능을 비교한다. 먼저 Fig. 1에 보이는 유체가 담긴 2차원 상자 모델을 살펴보자.

이 모델의 상단부는 변형 가능한(deformable) 구조부로 이루어져 있고, 이를 제외한 나머지 3면은 변형되지 않는 강체 경계 조건을 가지고 있다. 구조부는 2개의 노드로 구성된 오일러-베르누이 빔 요소(Euler-Bernoulli beam element)가 20개 사용되었다. 유체부는 총 320개의 요소가 사용되었고, 각 요소는 4개의 노드로 구성되어 있다. 3면에 대한 강체 경계 조건을 제외한 추가 구속 조건은 부가하지 않았다.

구조부의 탄성계수는 210 GPa, 단면적은 0.02 m², 단면의 관성 모멘트는 1.59 × 10⁻⁴ kg/m², 밀도는 2500 kg/m³이다. 유체부의 밀도는 1000 kg/m³, 유체내에서의

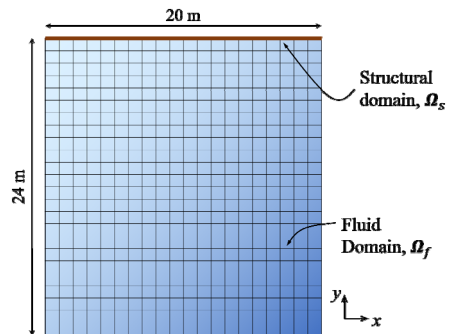


Fig. 1 Fluid box problem

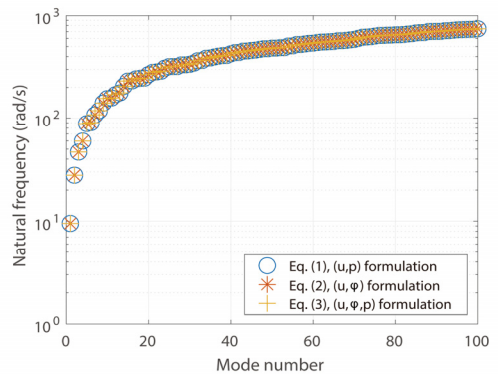


Fig. 2 Natural frequencies of the fluid-box problem

음속은 1500 m/s로 가정하였다.

Fig. 2는 식 (1)부터 식 (3)까지 정리된 3개의 운동 방정식들의 고유진동수(natural frequency)를 나타낸 것이다. 100개의 저차 변형 모드(deformable mode)만을 나타내었으며, 3개의 운동방정식이 모두 완벽하게 동일한 값을 나타내는 것을 확인할 수 있다. 즉, 어떠한 형태로 표현되더라도 이들 방정식은 모두 동일한 물리적 특성을 가진다.

Fig. 3은 전체 시스템에서 45개의 주요 모드를 선택하여 약결합법 및 강결합법을 이용하여 축소 모델을 생성하였을 때, 원본 모델과 축소모델 사이의 고유진동수 오차를 나타낸 그래프이다. 구조부와 유체부에서 각각 15개와 30개의 주요 모드가 선택되었다 ($n_s^d = 15, n_f^d = 30, n^d = 45$). 이때 i 번째 모드의 오차는 아래와 같이 정의된다.

$$e_i = \frac{|\bar{\omega}_i - \omega_i|}{\omega_i}, \tag{19}$$

여기서 ω_i 와 $\bar{\omega}_i$ 는 원본 모델과 축소 모델의 i 번째 고유진동수를 나타낸다. Fig. 3으로부터 강결합법의 높은 정확도를 검증할 수 있다.

Fig. 4는 주요 모드의 개수를 늘려가면서 축소 모델의 크기를 키워갈 때, 모델의 10번째와 20번째의 고유진동수 오차가 수렴해가는 과정을 나타낸다. 두 경우 모두 강결합 기법이 약결합법에 비해 빠르게 수렴하는 것을 볼 수 있다. 또한, Fig. 5는 축소 모델들의 주파수 응답 함수(frequency response function,

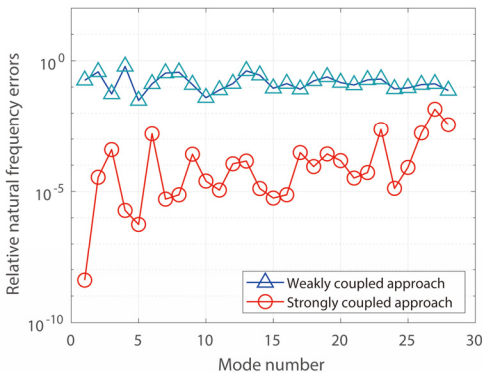
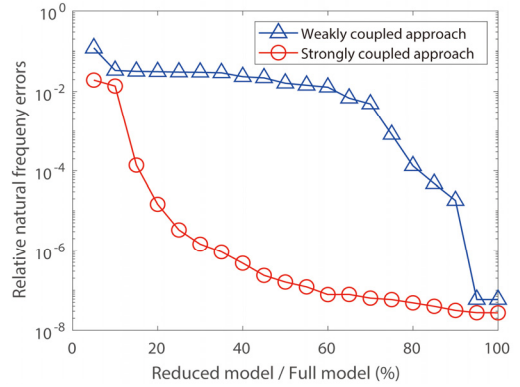


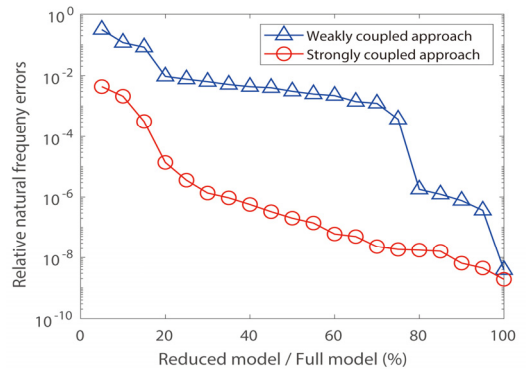
Fig. 3 Relative natural frequency errors of the fluid-box problem when 45 dominant modes are used with weakly and strongly coupled approach ($n_s^d = 15, n_f^d = 30$)

FRF) 결과를 원래 모델의 FRF와 비교한 것으로, 강결합의 우수성을 확인할 수 있다.

마지막으로, 대칭형 공식을 행렬 응축을 이용하여 축소하였을 때, 두 시스템 행렬 사이의 상대 고유진



(a) Mode 10



(b) Mode 20

Fig. 4 Convergences of the natural frequency errors of the fluid box problem

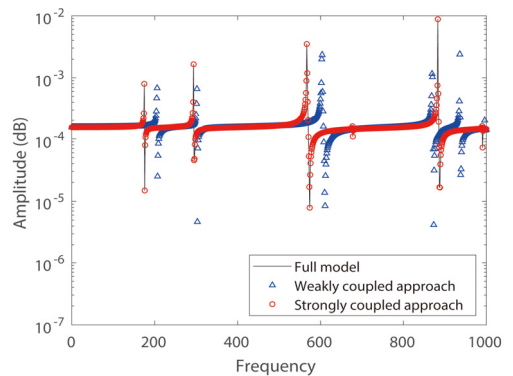


Fig. 5 Frequency response functions of the full and reduced models in fluid box problem

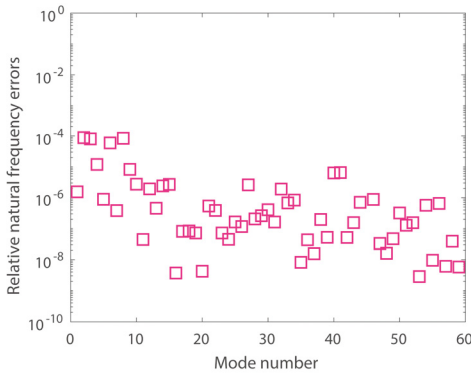


Fig. 6 Relative natural frequency errors of the symmetric FSI formulation after matrix condensation

Table 2 Size of the governing equations

Type	(u, p)	(u, p, φ)
DOFs of the structural domain	59	59
DOFs of the fluid domain	525	1050
DOFs of the full model	584	1109
DOFs of the reduced model	45	584

동수 오차를 살펴보았으며 이에 대한 결과가 Fig. 6에 나타나 있다. 대칭형 공식의 행렬 응축 기법은 약결합법 및 강결합법에 비해 저차에서부터 우수한 고유진동수 오차를 보이나, 반복법 적용의 어려움과 축약에 소요되는 계산시간 등을 고려할 때 활용성에 어려움이 있다. 각 기법의 축소기법 적용 후 시스템의 크기를 Table 2에서 정리하였다.

Table 2로부터, 대칭형 공식의 행렬 응축 결과는 비대칭형 공식의 원본 모델의 시스템 크기와 동일한 것을 확인할 수 있다.

또한, 기존 유체부와 업데이트된 유체부의 모드 형상(mode shape)을 비교해보면 Fig. 7과 같다. 모드 1과 2에 대하여 모드 형상을 비교해보면, 강결합법에서는 구조부의 영향이 추가되어 유체부의 모드 형상이 변화된 것을 확인할 수 있다.

마지막으로, 5단원에서 정의한 각 기법들의 계산비용 분석을 이 예제를 이용하여 수행하였다. 이의 비교 결과는 Fig. 8과 같다. 약결합법 및 강결합법은 서로 대동소이한 결과를 나타냈고, 행렬 응축 방식은 매우 높은 결과를 나타냈는데, 이는 Table 1에서 볼 수 있듯이, 계산 과정에서 큰 값을 가지는 전체 도메인의 크기, n_s 와 n_f 가 응축 과정에서 사용되었기 때문이다.

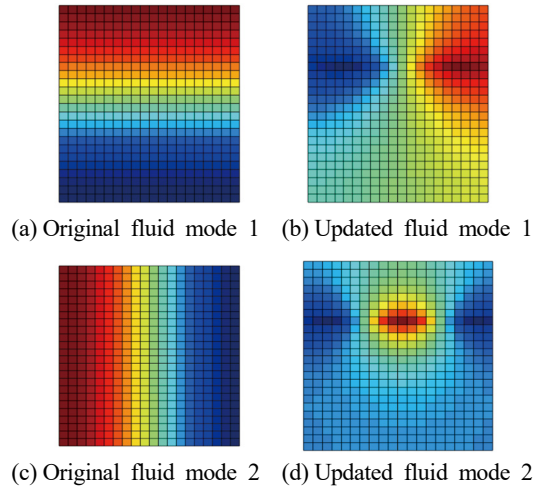


Fig. 7 Original and updated fluid mode shapes

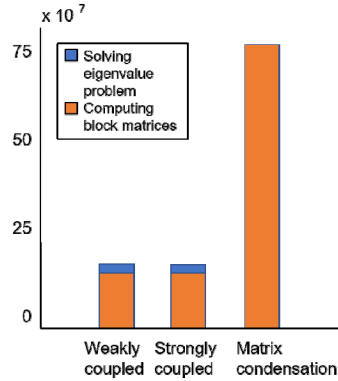


Fig. 8 Computational costs of three methods

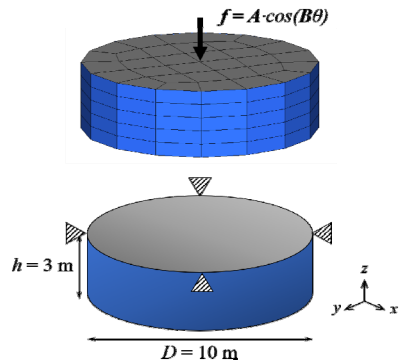
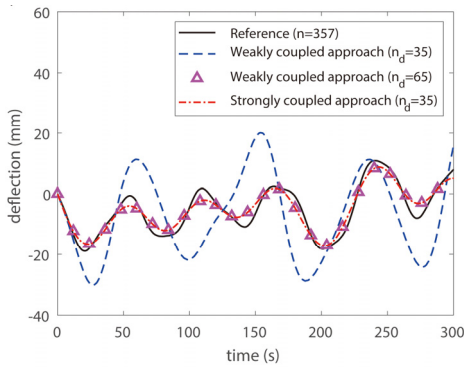


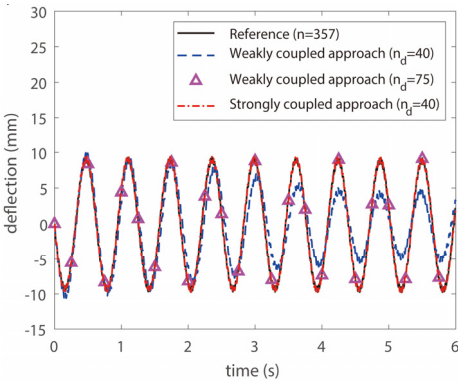
Fig. 9 Fluid in a cylinder problem

7.2 Fluid Cylinder Problem

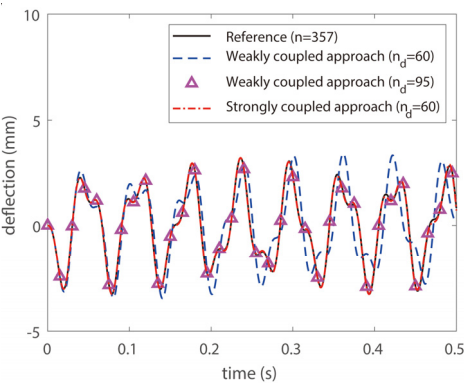
Fig. 9와 같은 원기둥 속 유체와 이를 덮고 있는 합판으로 이루어진 모델을 살펴보자. 구조부는 노드당



(a) B = 0.1



(b) B = 10



(c) B = 100

Fig. 10 Deflections of the center point in the structural domain

3개의 자유도를 가지는 32개의 4절점 플레이트 요소로 구성되고, 유체부는 8절점 6면체 요소가 160개 사용되었다. 모델에 사용된 물성치는 이전 예제와 동일하며, 합판의 두께는 1 cm로 적용하였다.

이 예제에서는 응답 해석을 수행하여 원본 모델과 축소 모델의 정확도를 비교하고 하중의 주파수에 따

Table 3 Size of the full and reduced models

	Full model	Weakly coupled ROM ($n_s^d + n_p^d$)	Strongly coupled ROM ($n_s^d + n_p^d$)
B = 0.1	357 (111 + 246)	65(25 + 40)	35(15 + 20)
B = 10		75(30 + 45)	40(15 + 25)
B = 100		95(40 + 55)	60(20 + 40)

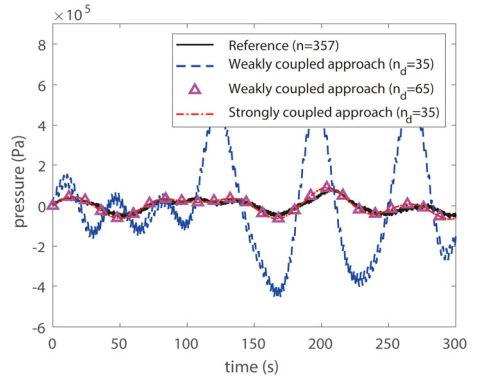


Fig. 11 Pressure variations at the center of fluid domain

른 기법들의 성능 비교를 진행하였다. Fig. 7과 같이 구조부의 대칭 위치 4지점의 자유도를 완전히 고정하였고, 구조부의 정중앙부에 $A \cos(B\theta)$ N의 힘을 가하였다. 이 때 $A = 10^6$ 이며 B는 0.1, 10, 50의 3가지 경우의 해석을 진행하였다.

Fig. 10은 3가지의 하중 주파수에 하중점의 z방향 변형을 나타낸 그래프이다. 원본 모델과 축소 모델의 결과가 모두 정리되었으며, 같은 수의 주요 모드가 사용되는 경우, 항상 강결합법이 약결합법에 비하여 뛰어난 성능을 나타냈다. 약결합법으로 생성한 축소 모델이 강결합법과 유사한 성능을 나타내기 위해서는 더 많은 주요 모드를 필요로 했다.

이 때 두 모델 축소 기법을 이용하여 생성한 축소 모델의 크기를 비교하면 Table 3과 같다. 유사한 정확도를 가지는 축소 모델을 생성하기 위해서 약결합법이 훨씬 많은 주요 모드를 필요로 한다는 것을 확인할 수 있다.

구조부에서의 변형 외에 유체부에서의 압력 변화 역시 분석되었다. Fig. 11은 유체부의 중앙부 $h = 1.8$ 인 지점에서 각 모델의 시뮬레이션 결과이며 Fig. 10과 유사한 경향성을 나타냄을 확인할 수 있다.

8. 결 론

이 연구에서는 최근에 개발된 유체-구조간 결합된 모델에서의 모델 축소 기법 필요성을 소개하고, 최근 까지 개발되어온 여러 모델 축소 기법들 혹은 행렬 응축을 이용하여 실제 수치 예제에 적용하고 정확도를 비교하였다. 최근에 개발된 강결합법은 기존에 존재하던 약결합법의 축소 과정을 2개의 단계로 분할하여 유체부와 구조부의 순차적 축소 개념을 응용한 것으로 가장 뛰어난 성능을 나타냈다. 행렬 응축 방식의 경우, 시스템의 축소 효율은 낮았지만 모드 투영 기법들과는 다르게 유체 및 구조부의 고유값 문제를 계산할 필요가 없다는 장점을 가지고 있다. 이러한 장단점을 바탕으로 사용자가 적합한 시스템 축소를 진행할 수 있을 것으로 생각된다. 아울러 해당 기술의 확장 발전을 통해 현업에서 사용되는 다양한 실제구조물의 구조-음향 해석 정확도 및 효율성 향상 및 현재 개발된 관련 상용 소프트웨어의 성능향상에도 기여할 수 있을 것이라 판단된다.

후 기

This research was supported by the Basic Science Research Programs through the National Research Foundation of Korea funded by the Ministry of Science, ICT, and Future Planning(NRF-2018R1A1A1A05078730, NRF-2018K2A9A1A06069632, NRF-2016R1A2B4013885).

References

(1) Ham, H. J. and Park, J. H., 2019, A Study on the Identification and Evaluation of Vehicle BSR Noise Generation Mechanism, *Journal of KSNVE*, Vol. 29, No. 2, pp. 18~21.

(2) Jeong, Y.-S., Eem, S.-H., Jeon, B.-G. and Park, D.-U., 2019, Comparison of Response of Battery Charger in Nuclear Power Plant Depending on Frequency Characteristics in Seismic Motions, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 29, No. 1, pp. 120~130.

(3) Woo, S. H., 2017, Prediction and Ground Verification of Detachment Impact Response of Satellite, *Journal of KSNVE*, Vol. 27, No. 1, pp. 12~19.

(4) 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.

(5) Zienkiewicz, O. C. and Bettess, P., 1978, Fluid-structure Dynamics Interaction and Wave Forces, *An Introduction to Numerical Treatment*, *International Journal of Numerical Methods and Engineering*, Vol. 13, No. 1, pp. 1~16.

(6) Kim, J. G., Han, J. B., Lee, H. and Kim, S. S., 2018, Flexible Multibody Dynamics Using Coordinate Reduction Improved by Dynamic Correction, *Multibody System Dynamics*, Vol. 42, No. 4, pp. 411~429.

(7) Kim, J. G., Park, Y. J., Lee, G. H. and Kim, D. N., 2017, A General Model Reduction with Primal Assembly in Structural Dynamics, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 324, pp. 1~28.

(8) Kim, J. G. and Lee, P. S., 2015, An Enhanced Craig-bampton Method, *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, Vol. 103, No. 2, pp. 79~93.

(9) Kim, S. M., Kim, J. G., Chae, S. W. and Park, K. C., 2016, Evaluating Mode Selection Methods for Component Mode Synthesis, *AIAA Journal*, Vol. 54, No. 9, pp. 2852~2863.

(10) Kim, S. M., Kim, J. G., Park, K. C. and Chae, S. W., 2018, A Component Mode Selection Method Based on a Consistent Perturbation Expansion of Interface Displacement, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 330, pp. 578~597.

(11) Kim, S. M., Kim, J. G., Park, K. C. and Chae, S. W., 2019, Iterative Component Mode Synthesis Using a Priori and a Posteriori Criteria, *AIAA Journal*, Vol. 57, No. 5, pp. 2145~2157.

(12) Kim, S. M., Kim, J. G., Chae, S. W. and Park, K. C., 2019, A Strongly Coupled Model Reduction of Vibro-acoustic Interaction, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 347, pp.

495~516.

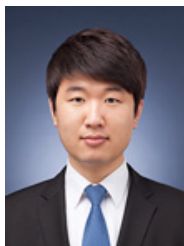
(13) Morand, H. J. P. and Ohayon, R., 1995, Fluid Structure Interaction-applied Numerical Methods, Wiley.

(14) Sandberg G. and Goransson, P., 1988, A Symmetric Finite Element Formulation for Acoustic Fluid-structure Interaction Analysis, Journal of Sound Vibration, Vol. 123, pp. 507~515.

(15) Olson, L. G. and Bathe, K. J., 1985, Analysis of Fluid-structure Interactions: a Direct Symmetric Coupled Formulation Based on the Fluid Velocity Potential, Computers and Structures, Vol. 21, No. 1-2, pp. 21~32.

(16) Everstine, G. C., 1981, A Symmetric Potential Formulation for Fluid-structure Interaction, Journal of Sound Vibration, Vol. 79, No. 1, pp. 157~160.

(17) Lim, J. H., Hwang, D. S., Kim, K. W., Lee, G. H. and Kim, J. G., 2017, A Coupled Dynamic Loads Analysis of Satellites with an Enhanced Craig-bampton Approach, Aerospace Science and Technology, Vol. 69, pp. 114~122.



Soo Min Kim received his B.S, M.S and Ph.D. degrees in Department of Mechanical Engineering from Korea University in 2011, 2013 and 2018 respectively. He is currently a staff engineer of Samsung SDI.



Jin-Gyun Kim received his B.S and M.E degrees in Civil Engineering from Korea University in 2008 and 2010, respectively, and his Ph.D. in ocean systems engineering from Korea Advanced Institute of Science and Technology (KAIST) in 2014. He worked as a senior researcher in Korea Institute of Machinery and Materials (KIMM) from 2014 to 2017. He is currently an Assistant Professor of Kyung Hee University of Mechanical Engineering.

타공형 석고보드 천장적용에 따른 중량충격음 저감 효과분석

Analysis Effects of Perforated Gypsum Board Ceiling Structure for Floor Impact Sound Reduction

신혜경* · 김경우†

Hye Kyung Shin* and Kyoung Woo Kim†

(Received May 21, 2019 ; Revised July 9, 2019 ; Accepted July 9, 2019)

Key Words : Floor Impact Sound(바닥충격음), Perforated Gypsum Board(타공 석고보드), Ceiling Structure(천장구조), Sound Absorption Coefficient(흡음계수)

ABSTRACT

As the number of old apartments increases, a method that reduces heavy weight floor impact sound during remodeling or repair work needs to be developed. Generally, apartment ceilings are constructed using gypsum boards with an air layer approximately 170 mm to 200 mm from the bottom slab. This air layer causes amplification of heavy impact sound in the 63 Hz ~ 125 Hz frequency band. In this study, to reduce amplification of sound, a ceiling structure composed of sound-absorbing material and perforated gypsum boards is used. For optimal design, the sound-absorbing performance of ceiling constructs are tested. Moreover, the selected ceiling structure is constructed for a laboratory similar to an apartment house to verify heavy-weight impact sound insulation performance. The experimental results show that sound was reduced by 2.6 dB at 63 Hz and by 0.7 dB at 125 Hz. For a rubber ball, it was reduced by 1.8 dB at 63 Hz and by 1.6 dB at 125 Hz. Single number quantity($L_{i,Fmax,AW}$) is reduced bang machine by 1 dB and rubber ball by 2 dB

1. 서 론

아파트에서 바닥충격음은 층간소음의 가장 큰 비율을 차지하며, 이를 줄이기 위한 다양한 연구가 수행되고 있다. 바닥충격음의 발생을 저감하기 위해서는 다양한 건물구조 형식에 따른 차단성능 검토와 이에 맞춘 완충재 설계가 필요하다. 그러나 현재 주택 보급률이 100%를 초과하고 대부분의 아파트 단지가 바닥충격음에 불리한 벽식 구조인 상황을 고려하면, 이미 지어진 아파트에 적용할 수 있는 바닥충격음 저감공법

개발이 필요하다. 또한 노후 주택 증가에 따른 리모델링 사업의 증가가 예상됨에 따라 단기간 시공을 통하여 성능을 개선할 수 있는 기술 개발이 요구된다.

기존 아파트의 바닥충격음을 개선하기 위한 연구로는 바닥슬래브, 천장을 보강하는 여러 공법개발이 수행되었다^(1,2). 현재 공동주택 소방 설비(스프링클러) 설치기준에 따라 일반적으로 아파트 바닥슬래브와 천장마감 사이에 소방 설비 배관 설치를 위한 170 mm ~ 200 mm 공간을 확보하고 있으나, 공기층의 에어스프링(air-spring) 작용으로 인해 중량충격음이 증폭되는 현상이 나타나고 있다⁽³⁾. 200 mm의 공기층이 있는 천

† Corresponding Author ; Member, Korea Institute of Civil Engineering and Building Technology
E-mail : kwunj@kict.re.kr

* Member, Korea Institute of Civil Engineering and Building Technology

‡ Recommended by Editor Jong Kwan Ryu
© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

장을 설치하였을 때 천장구조가 없는 경우와 비교하여, 63 Hz ~ 125 Hz 대역에서 성능저하로 중량충격음 단일 수치 평가량($L_{i,Fmax,AW}$)이 3 dB ~ 4 dB 가량 저하되었으며, 벽면 몰딩재와 우물천장의 측면을 타공한 통기성 천장을 시공할 경우 63 Hz 대역에서 증폭현상이 완화되는 것으로 나타났다⁽⁴⁾. 천장에 저주파수 대역의 공명형 판넬 흡음재를 설치하여 중량충격음을 저감하는 연구도 수행되었다⁽⁵⁾. 해당 연구에서는 바닥슬래브 두께가 180 mm인 맨슬래브 조건에서 일반 석고보드 천장구조와 비교하였을 때, 125 Hz 대역에서 6 dB 저감되어 단일수치평가량($L_{i,Fmax,AW}$)은 2 dB ~ 4 dB 가량 저감되었다. 또한 수음실의 흡음력 조절을 통해 음장을 변화에 따른 중량충격음 레벨 특성을 분석한 연구가 수행되었는데, 실험실 조건에서 단일 수치 평가량으로 최대 2 dB 가량 저감되는 것으로 나타났다⁽⁶⁾.

바닥충격음을 저감하기 위하여 완충재를 포함한 바닥구조의 성능개선은 한계가 있으며, 바닥구조를 철거하고 새로 시공하는 것에 비해 천장구조의 철거 및 시공은 상대적으로 쉬운 공법이기 때문에 성능이 검증된다면 활용 가능성이 높다. 이 연구는 기존 아파트의 중량충격음을 저감하기 위한 공법개발으로써 타공형 석고보드를 천장구조에 적용하고자 하였다. 타공으로 인해 천장 공기층으로 인한 증폭현상을 완화하고, 수음실의 음장성능을 변화하고자 하였다. 타공 천장구조 설계를 위해 흡음률을 잔향실 조건에서 검토하고, 중량충격음 차단성능에 효과적일 것으로 판단되는 구조를 선정하여 아파트 세대와 유사한 실험시설에서 중량충격음 저감성능을 평가하였다.

2. 흡음계수

2.1 시험 개요

천장적용 타공형 석고보드는 공기층으로 인한 에어스프링 현상을 개선하기 위한 목적으로, 증폭되는 주파수 대역인 63 Hz ~ 125 Hz에서 흡음성능이 좋은 석고보드의 타공 간격 및 크기를 도출하고자 하였다. 바닥충격음 차단성능 시험을 위한 적용에 앞서 잔향실에서 천장구조의 흡음성능을 KS F 2805⁽⁷⁾에 따라 시험하였다. 잔향실의 용적은 256 m³이며 시편의 면적은 12 m²이다.

흡음성능을 검토한 타공 석고보드 구성은 Table 1 과 같다. 타공 석고보드는 천장마감 사용을 고려하여

타공 지름은 2.5 mm ~ 15 mm, 타공 간격은 15 mm ~ 45 mm로 구성하였다. 천장구조 적용에 따른 흡음성능을 평가하기 위하여 ‘공기층 200 mm(하부) + 타공 석고보드 9.5 mm(상부)’로 구성된 시편과 흡음재 적용에 따른 흡음성능을 분석하기 위한 ‘공기층 200 mm 내부 흡음재 50 mm 충전(하부) + 타공석고보드 9.5 mm(상부)’ 시편의 성능을 시험하였다. 사용된 석고보드는 9.5 mm 두께이며, 흡음재는 폴리에스터(polyester)로 밀도는 24 kg/m³이다.

2.2 흡음성능

(1) 흡음재 적용에 따른 효과

타공 석고보드 배후면에 흡음재 적용 유무에 따른 흡음률을 Fig. 1에 나타내었다⁽⁸⁾. 타공 석고보드만으로 구성하였을 경우, 타공에 따라 주로 315 Hz 이하, 800 Hz 이상 주파수 대역에서 흡음률의 차이를 보였다. 또한 최대 흡음성능을 보이는 주파수 대역도 200 Hz에서 250 Hz까지 상이해지는 것으로 나타났다. ‘지름 5 mm + 간격 30 mm’인 석고보드는 저주파수 대역에서 높은 흡음률을 보였으며, 그 다음으로는 ‘지름 5/10 mm + 간격 30 mm’인 석고보드가 높게 나타났다. 타공률이 같은 ‘지름 10 mm + 간격 30 mm’와 ‘지름 15 mm + 간격 45 mm’는 유사한 성능을 보였다.

배후면에 흡음재를 구성할 경우 전체 주파수 대역에서 흡음성능이 개선되었으며, 특히 100 Hz ~ 1000 Hz 대역의 효과가 큰 것으로 나타났다. ‘지름 5 mm + 간격 30 mm’인 구성은 160 Hz 대역에서, ‘지름 10 mm + 간격 30 mm’은 250 Hz 대역에서 최대 흡음성능을

Table 1 Ceiling structure for sound absorption coefficient

No.	Hole diameter (mm)	Pitch (mm)	Perforated rate (%)	Sound absorption material
1	2.5	30	0.5	○
2	5	15	8.7	○
3	5	30	2.2	○
4		30	2.2	
5	5	45	1.0	○
6	5/10	30	10.9	○
7				
8	10	30	8.7	○
9				
10	10	45	3.9	○
11	15	45	8.7	○
12				

보였다. 지름 간격을 5 mm와 10 mm로 혼합하여 구성한 ‘지름 5/10 mm + 간격 30 mm’은 160 Hz와 250 Hz 모두 높은 성능을 보였다.

(2) 타공 간격에 따른 흡음률

석고보드의 타공 간격에 따른 흡음률을 Fig. 2에 나타내었다. 타공 지름이 5 mm인 석고보드의 경우, 간격이 15 mm, 30 mm, 45 mm일 때 타공률은 각각 1.0 %, 2.2 %, 8.7 %와 같다. 간격이 45 mm일 때와, 30 mm일 때 최대 흡음률을 보이는 주파수 대역은 160 Hz로 동일하게 나타났다. 또한 간격이 30 mm일 때 전체 주파수 대역에서 흡음성능이 향상되는 것으로 나타났다. 간격이 5 mm일 때는 타공률이 높아짐에 따라 흡음률 성능이 최고인 주파수 대역 범위가 250 Hz로 이동하였고, 250 Hz 주파수 대역 이상에서 흡음성능이 간격이 좁은 석고보드보다 향상되는 것으로 나타났다.

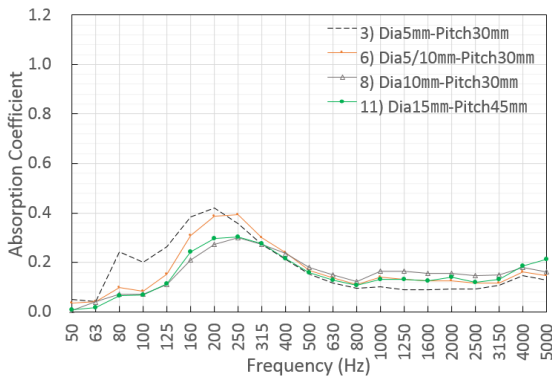
타공 지름이 10 mm인 경우의 석고보드에서도 유사한 경향성을 보였다. 타공 간격이 30 mm인 경우 타

공률은 8.7 %, 45 mm인 경우 타공률은 1.0 %이다. 타공 간격이 45 mm에서 30 mm로 좁아지는 경우 최대성능의 흡음 주파수 대역이 160 Hz에서 250 Hz로 높았으며, 전반적으로 고주파수대역의 흡음성능이 향상하는 것으로 나타났다.

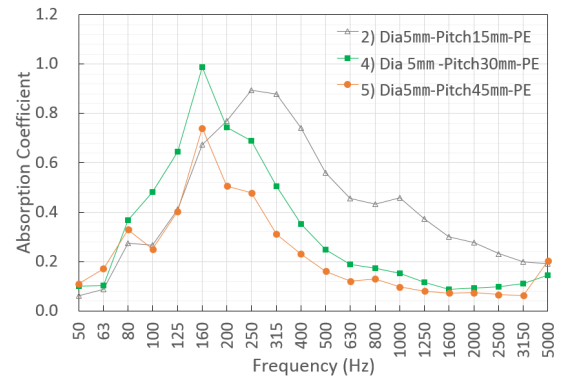
(3) 타공 크기에 따른 흡음률

석고보드의 타공 크기에 따른 흡음률을 Fig. 3에 나타내었다. 타공 간격이 45 mm이고 타공 지름이 5 mm, 10 mm, 15 mm일 때 타공률은 각각 1.0 %, 3.9 %, 8.7 %이다. 타공 지름이 10 mm일 때 5 mm와 비교하면, 최대 흡음성능을 보이는 주파수 대역은 같으나, 전체 주파수 대역에서 흡음성능이 높은 것으로 나타났다. 타공 지름이 15 mm일 경우 흡음성능이 최대인 주파수 대역은 250 Hz이며, 200 Hz 이상의 주파수 대역에서 흡음성능이 높아지는 것으로 나타났다.

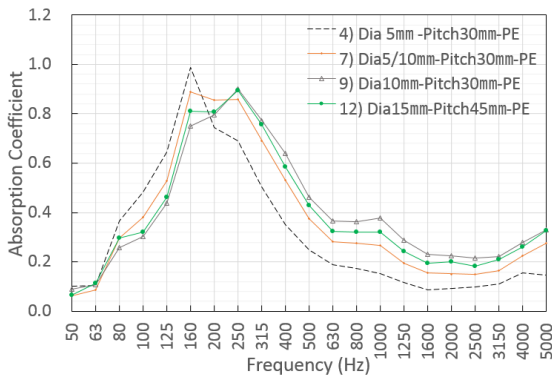
타공간격이 30 mm이고, 타공 지름이 2.5 mm, 5 mm, 5/10 mm, 10 mm일 경우 타공률은 각각 0.5 %, 2.2 %,



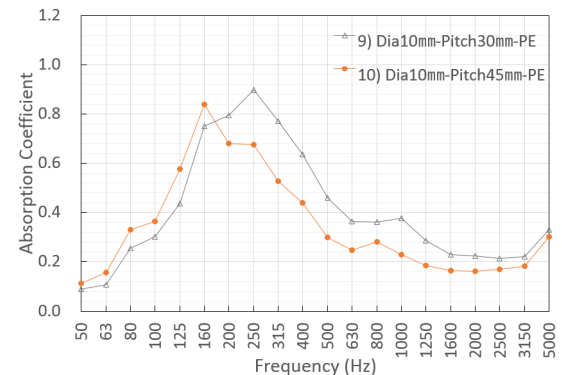
(a) Without sound absorbing material



(a) Holes diameter 5 mm



(b) With sound absorbing material



(b) Holes diameter 10 mm

Fig. 1 Effect of applying sound absorption material

Fig. 2 Performance by holes diameter

10.9%, 8.7%이다. 타공 지름이 증가함에 따라 최대 흡음성능을 보이는 주파수 대역이 고주파수대역으로 이동하고, 200 Hz 이상의 주파수 대역에서 흡음성능이 향상되는 것으로 나타났다. 타공 지름이 2.5 mm일 경우 타공 면적이 1% 미만으로 타공으로 인한 효과가 크지 않은 것으로 나타났다.

타공 석고보드의 타공 지름, 타공 크기, 개구율, 배후의 흡음재 유무에 따라 잔향실에서 흡음률을 시험하여 중량충격을 저감에 효과적일 것으로 예상되는 형태를 도출하고자 하였다. 타공률이 높아짐에 따라 고주파수 대역에 흡음률은 증가하면서 최대 흡음성능을 보이는 주파수 대역 또한 고주파수대역으로 이동하는 것으로 나타났다.

(4) 개구율 동일 조건에서의 흡음률

타공 석고보드의 개구율이 8.7%로 동일한 구조에 대한 흡음률 Fig. 4에 나타내었다. 흡음재를 적용하지 않았을 경우 ‘지름 10 mm + 간격 30 mm’는 ‘지름

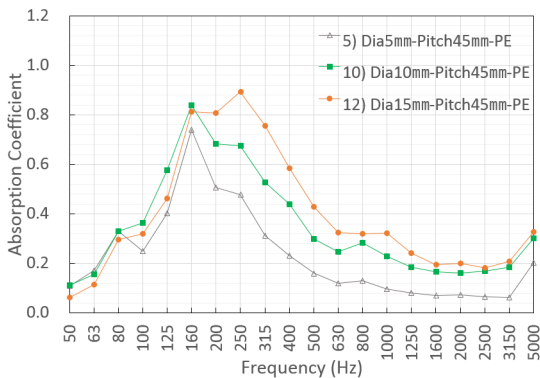
15 mm + 간격 45 mm’인 석고보드의 주파수 대역별 성능 차이는 0.05 이내로 차이가 미미한 것으로 나타났다. 위와 동일한 석고보드 구성에서 흡음재를 포함하였을 경우도 주파수 대역별 성능차이가 0.06 이내로 나타났다. 그러나 흡음재를 포함한 ‘지름 5 mm + 간격 15 mm’의 경우 250 Hz 이상 주파수 대역에서 성능이 우수한 것으로 나타났다. 타공률이 동일한 구성은 최대 성능을 보이는 주파수 대역은 유사하며, 타공 크기가 작고 간격이 좁을수록 250 Hz 이상 주파수대역에서의 성능이 우수한 것으로 나타났다.

3. 바닥충격을 차단성능

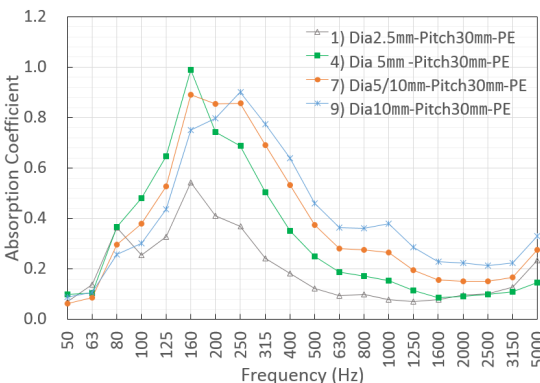
3.1 시험 개요

천장의 공기층으로 인해 중량충격음의 63 Hz ~ 125 Hz 대역 소음이 증폭하므로, 50 Hz ~ 160 Hz 대역에서 흡음률의 산술평균값이 가장 높은 배후면에 흡음재를 구성한 ‘지름 5 mm + 간격 30 mm’를 천장에 적용하여 바닥충격을 차단성능 저감효과를 분석하고자 하였다. 타공 석고보드의 적용에 따른 바닥충격음 차단성능 시험을 수행하였다. 아파트를 모사한 실험실의 방 천장에 타공 석고보드를 설치하였다. 대상 세대의 방은 Fig. 5와 같으며, 3500 mm × 2440 mm 공간의 성능을 측정하였다.

바닥구조와 슬래브 하부 천장구조는 Fig. 6과 같다. 210 mm 바닥슬래브 위에는 EPS 완충재 30 mm, 경량기포콘크리트 40 mm, 마감콘크리트 40 mm가 시공되어 있다. 슬래브 하부에 ‘공기층 200 mm 내부 흡음재 50 mm 충전(하부) + 타공 석고보드 9.5 mm(상부)’ 구조를 설치하였으며, 일반적인 천장구조(공기층



(a) Perforated pitch 45 mm



(b) Perforated pitch 30 mm

Fig. 3 Performance by holes pitch

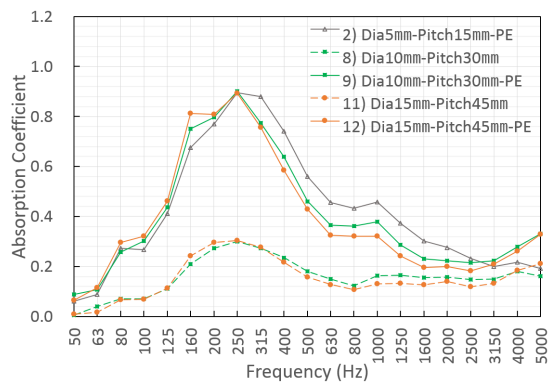


Fig. 4 Performance of same perforated rate (8.7%)

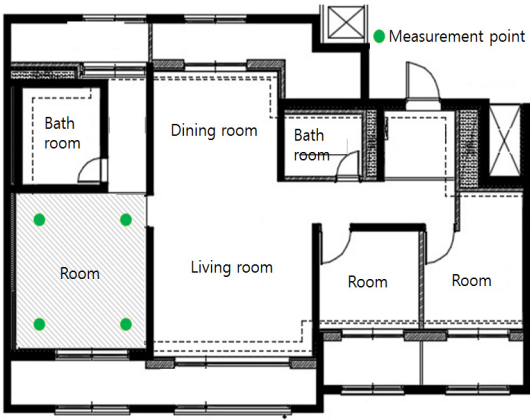


Fig. 5 Floor impact sound test laboratory

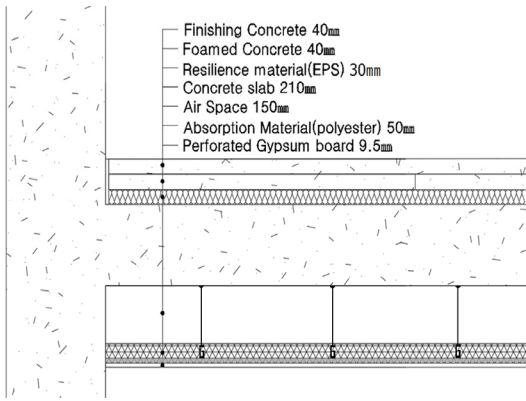


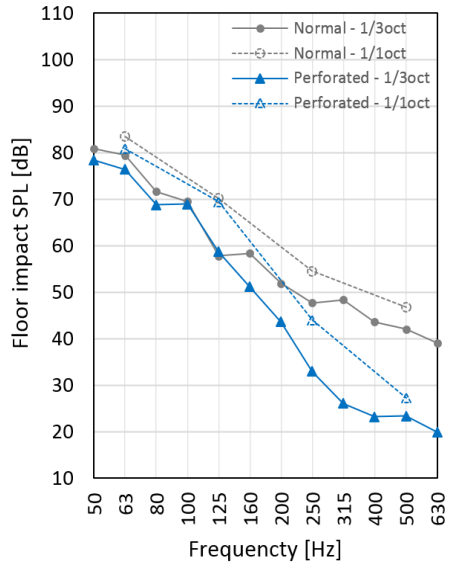
Fig. 6 Floor and ceiling structure

200 mm, 석고보드 9.5 mm)와 성능을 비교하고자 하였다. 천장구조는 경량철골 천정틀로 시공하였다.

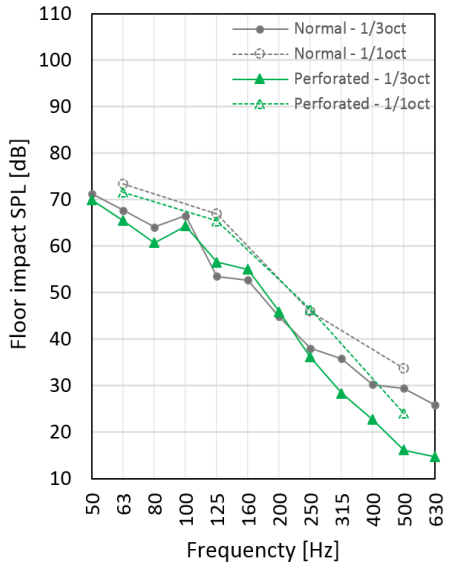
바닥충격음은 KS F 2810-2⁽⁹⁾과 국토교통부고시 공동주택 바닥충격음 차단구조인정 및 관리기준에 따라 측정하였다. 뱅머신과 고무공을 이용하여 중량충격음을 측정하였다. 단일수치평가량은 KS F 2863-2⁽¹⁰⁾에 따라 $L_{i,Fmax,AW}$, $L_{A,max}$, L_{max} 로 산출하였다.

3.2 바닥충격음 차단성능

타공석고보드 적용에 따른 바닥충격음 차단성능을 1/3 옥타브밴드 및 1/1 옥타브밴드로 분석하였으며, 이를 Fig. 7에 나타내었다. 뱅머신으로 가진시 1/1 옥타브밴드 분석결과 63 Hz에서 2.6 dB, 125 Hz에서 0.7 dB, 250 Hz에서 10.5 dB, 500 Hz에서 19.5 dB 저감되는 것으로 나타났다. 단일 수치 평가량과 기준곡선 상회 주파수대역 및 상회값을 Table 2에 나타내었다. 단일



(a) Bang machine



(b) Rubber ball

Fig. 7 Heavy-weight impact sound performance

수치 평가량은 지표에 따라 1 dB ~ 3 dB 가량 저감되었다. $L_{i,Fmax,AW}$ 로 평가시 단일수치평가량은 63 Hz ~ 125 Hz 대역에서 결정되나, 125 Hz 대역에서 저감량이 크지 않아 단일 수치 평가량은 1 dB 저감되는 것으로 나타났다. 1/3 옥타브밴드 분석결과 100 Hz ~ 160 Hz에서는 차이가 미미한 것으로 나타났으며, 125 Hz에서 7.2 dB 저감되는 것으로 나타났다.

Table 2 Single number quantities

Rating index		Bang machine		Rubber ball	
		Normal	Perforated ceiling	Normal	Perforated ceiling
$L_{i,Fmax,AW}$	SNQ	55 dB	54 dB	49 dB	47 dB
	Excess value of reverse a curve	63 Hz (5.4 dB)	63 Hz (3.8 dB)	63 Hz (1.4 dB)	63 Hz (1.6 dB)
		125 Hz (2.1 dB)	125 Hz (2.4 dB)	125 Hz (5.0 dB)	125 Hz (5.4 dB)
$L_{A,max}$ (SNQ)		59 dB	57 dB	53 dB	51 dB
L_{max} (SNQ)		84 dB	81 dB	74 dB	73 dB

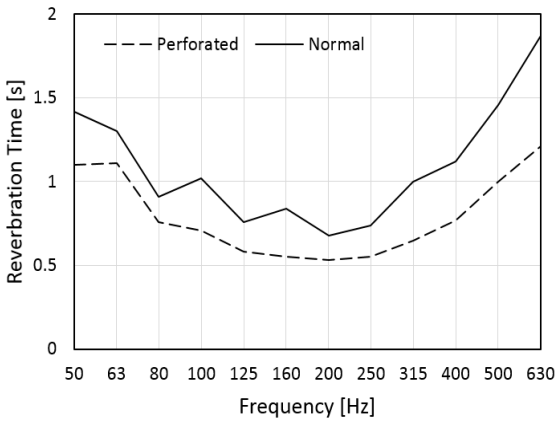


Fig. 8 Reverberation time

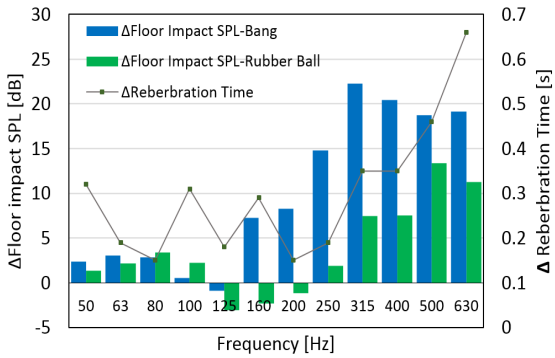


Fig. 9 Reduced reverberation time and improved heavy-weight impact sound level

고무공으로 가진시 1/1 옥타브밴드 분석결과, 63 dB 에서 1.8 dB, 125 Hz에서 1.6 dB 저감되었으며, 250 Hz 에서는 변화가 미미하고 500 Hz에서 9.6 dB 저감되는 것으로 나타났다. 단일수치평가량으로는 평가 지표에

따라 2 dB ~ 3 dB 저감되는 것으로 나타났다. 1/3 옥타브밴드로 분석하였을 때, 63 Hz ~ 100 Hz에서 2.2 dB ~ 3.4 dB 저감되었으나, 125 Hz ~ 200 Hz에서 오히려 증폭되는 것으로 나타났다.

타공 석고보드 적용으로 인한 수음실의 음장성능 변화를 분석하기 위하여 잔향시간을 측정하였으며, 이를 Fig. 8에 나타내었다. 50 Hz ~ 160 Hz 대역에서는 잔향시간 변화량 분석한 결과 0.18초 ~ 0.32초 저감되었으며, 특히 50 Hz, 100 Hz에서 0.3초 가량의 차이를 보였다. Fig. 9에 주파수 대역별 잔향시간 변화에 따른 중량충격음 저감량을 나타내었다. 160 Hz 이하 주파수 대역에서 잔향시간 변화량과 중량충격음 저감량의 경향성은 없는 것으로 보이며, 상관계수(r) 또한 뱅머신, 고무공 각각 0.23, -0.08로 나타났다. 그러나 200 Hz 이상 주파수 대역에서는 잔향시간 변화량과 바닥충격음 저감량의 상관계수는 뱅머신 0.62, 고무공 0.88($p < 0.01$)으로 나타났다. 추후 중량충격음 레벨에 결정적인 영향을 미치는 50 Hz ~ 160 Hz 대역의 바닥충격음에 잔향시간이 미치는 영향을 정량적으로 분석할 필요가 있다.

추가적으로, 경량충격음은 125 Hz ~ 1000 Hz 주파수 대역에서 개선량이 최대 0.9 dB로 저감이 미미하였으며, 단일수치평가량($L_{i,Fmax,AW}$) 또한 변화가 없는 것으로 나타났다.

4. 결 론

이 연구에서는 타공형 석고보드를 천장에 적용하여 중량충격음을 저감하고자 하였으며, 최적의 설계를 위하여 타공에 따른 흡음성능을 잔향실에서 시험하고 이를 공동주택 모사 실험실에 적용하여 성능을 검증하였다. 중량충격음 차단성능을 분석한 결과, 뱅머신은 63 Hz 대역에서 2.6 dB, 125 Hz에서 0.7 dB 저감하였으며, 고무공은 63 Hz에서 1.8 dB, 125 Hz에서 1.6 dB 저감하는 것으로 나타났다. 단일수치평가량($L_{i,Fmax,AW}$)으로 뱅머신은 1 dB, 고무공은 2 dB 저감되었다. 추후 125 Hz 대역의 성능을 보완할 수 있는 기술 개발이 요구되며, 63 Hz ~ 125 Hz 대역의 중량충격음에 흡음성능이 미치는 영향을 분석할 필요가 있다. 향후 거실의 평천장 및 우물천장공법에 타공석고보드를 적용한 기술개발 연구를 진행할 필요가 있다.

후 기

이 연구는 국토교통부 주거환경연구사업의 연구비 지원(19RERP-B082204-06)에 의해 수행되었습니다.

References

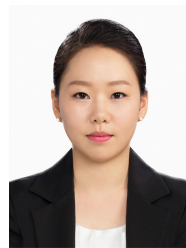
- (1) Smith, S., Wood, J. B., Mackenzie, R. and Patricio, J., 2006, Housing and Sound Insulation Improving Existing Attached Dwelling and Designing for Conversions, Building Performance Center, Napier University, 4.7.
- (2) Simons, M. W. and Waters, J. R., 2004, Sound Control in Buildings: A Guide to Part E of the Building Regulations, Blackwell Publishing, pp. 119~129.
- (3) Architectural Institute of Japan, 2009, Isolation Design of Floor Impact Sound in Building, Gibodo Press, pp. 63~66.
- (4) Kim, K. H., 2013, Reduction Method of Interlayer Noise Through Improved Ceiling Structure, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 23, No. 3, pp. 26~29.
- (5) Ryu, J. K., Song, H. S. and Kim, Y. H., 2018, 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.
- (6) Jeong, J. H., Lee, B. K., Yeon, J. O. and Jeon, J. Y., 2014, Floor Impact Sound Pressure Level Characteristics by the Change of Reverberation Time in Mock-up Test Rooms, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 24, No. 4, pp. 339~347.

(7) KS F 2805, 2014, Measurement of Sound Absorption in a Reverberation Room, Korea Standard.

(8) Shin, H. K. and Kim, K. W., 2019, Floor Impact Sound Insulation Using Perforated Gypsum Board Ceiling, Inter-noise 2019, Spain.

(9) KS F 2810-2, 2017, Field Measurements of Floor Impact Sound Insulation of Buildings – Part 2 : Method Using Standard Heavy Impact Sources, Korea Standard.

(10) KS F 2863-2, 2017, Rating of Floor Impact Sound Insulation for Impact Source in Buildings and of Building Elements—Part 2: Floor Impact Sound Insulation Against Standard Heavy Impact Source, Korea Standard.



Hye Kyung Shin is Research Specialist at KICT(Korea Institute of Civil Engineering and Building Technology). She received the M.S. degree in Dept. of architectural engineering from University of Seoul in 2015. Her research interests are architectural acoustic and environmental noise.



Kyoung Woo Kim received Ph.D. in architecture engineering from Hanyang university in 2009. He is working at KICT(Korea Institute of Civil Engineering and Building Technology) as a Research Fellow. His research interests are floor impact sound, vibration, insulation and absorption in architecture environment.

음향상사법을 이용한 멀티콥터형 소형무인기의 공력 소음 예측

Prediction of Aerodynamic Noise Radiated from a Small Multicopter Unmanned Aerial Vehicle using Acoustic Analogy

이 학 진* · 이 덕 주†
Hakjin Lee* and Duck-Joo Lee†

(Received May 21, 2019 ; Revised July 9, 2019 ; Accepted July 9, 2019)

Key Words : Multicopter(멀티콥터), Unmanned Aerial Vehicle(무인기), Aerodynamic Noise(공력 소음), Acoustic Analogy(음향상사법), Vortex Lattice Method(와류격자법), Vortex Particle Method(와류조각법)

ABSTRACT

The rotor interaction phenomenon occurs frequently in unmanned aerial vehicles (UAVs) with multi-rotor configuration. In this study, we investigated the rotor interaction effects of a small-size quadcopter UAV on the aerodynamic performance and acoustic characteristics. The numerical simulation of DJI Phantom 2 model in the hover flight condition was conducted using the nonlinear vortex lattice method (NVLM) with the vortex particle method (VPM) and acoustic analogy based on the Farassat-1A formula. NVLM can consider the nonlinear aerodynamic characteristics that are mainly associated with viscous and low Reynolds number effects by incorporating airfoil look-up table and vortex strength correction. VPM is well suitable for simulating complex wake structures of quadcopter UAV because maintaining the connectivity between adjacent vortex particles is not required. Calculations for an isolated rotor were compared against measurements to validate the predicted results, including thrust force and tonal noise at 1st blade passing frequency (BPF). The calculations for a quadcopter configuration show that the average thrust coefficient decreases and thrust coefficient begins to fluctuate dramatically due to severe rotor interaction. In addition, the sound pressure level of the quadcopter is much higher than that of the isolated rotor and a significant difference in noise directivity between the quadcopter and isolated rotor is clearly captured. It is observed that unsteady loading introduced by rotor interaction leads to a considerable increase in noise. This study is a preliminary study to the aeroacoustic problem in multicopter UAV. The discussion in this work gives scope for further research on noise reductions of multicopter UAV by controlling a separation distance between the rotors.

1. 서 론

무인비행체 관련 연구는 정찰, 감시, 공격 임무를

위한 군사용 비행체 개발 연구에 집중되었으나 최근에는 기상관측, 택배운송, 항공영상 촬영 임무 등 다양한 민간분야로 확장되었다. 특히 상대적으로 조작하기 쉬우며 수직이착륙 능력을 갖춘 멀티콥터형 무

† Corresponding Author ; Fellow Member, KAIST
E-mail : djlee@kaist.ac.kr

* Member, KAIST

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

‡ Recommended by Editor Won Ju Jeon

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

인비행체에 대한 관심이 증가함에 따라 전 세계적으로 멀티콥터 무인비행체 개발 연구 및 산업 시장은 지속적으로 성장하고 있는 추세이다.

일반적인 회전익 항공기와 비교하였을 때 멀티콥터형 무인비행체는 공기역학적 관점에서 두 가지 특징을 갖는다. 첫 번째로 대부분의 멀티콥터형 무인비행체의 크기는 상대적으로 작기 때문에 로터 블레이드에서는 비압축성, 저 레이놀즈수 유동이 발달한다. 특히 $10^4 \sim 10^5$ 수준의 저 레이놀즈수 영역에서는 실속받음각 이전의 구간에서도 받음각에 따른 양력계수의 변화가 선형적이지 않으며 로터 블레이드 표면에서 층류박리기포(laminar separation bubble)와 동적 실속(dynamic stall) 같은 현상들이 발생하게 된다. 따라서 멀티콥터형 무인비행체의 공력성능을 보다 정확하게 예측하기 위해서는 저 레이놀즈수 유동에 의해 발생하는 비선형적인 공력특성을 고려하는 것이 중요하다. 두 번째로 멀티콥터형 무인비행체는 다수의 전기추진 기반의 로터 시스템들이 근접해서 결합된 형태이기 때문에 로터-로터 상호 간섭 현상이 강하게 발생하는 것이 특징이다. 이러한 로터 간의 상호 간섭 현상은 로터 후류 구조 발달에도 영향을 미치게 되며 결과적으로 비대칭적인 형태로 발달한 강한 익단 와류는 로터의 비정상 공력하중과 소음을 유발하기도 한다. 따라서 고효율, 저소음 멀티콥터형 무인비행체를 설계하기 위해서는 로터 블레이드에서 발생하는 저 레이놀즈수 유동과 로터 간의 상호 간섭 효과의 영향을 고찰하는 연구가 필요한 실정이다. Zhou et al.⁽¹⁾과 Shukla et al.⁽²⁾은 particle image velocimetry(PIV) 유동가시화 장비를 이용한 실험을 통해 로터 간섭현상이 소형 멀티콥터 무인비행체의 추력 성능과 후류구조 발달에 지배적인 영향을 미치는 것을 확인하였다. Intarapet et al.⁽³⁾은 로터 간섭효과에 영향을 실험적으로 고찰하기 위해 로터 개수에 따른 소형 무인기의 추력 성능과 공력 소음을 측정하였다. 또한 Zawodny et al.⁽⁴⁾은 무향실(anechoic chamber)에서 소형 무인비행체 로터 블레이드에서 발생하는 공력 소음을 측정하고 전산유체역학(CFD, computational fluid dynamics) 기법을 이용한 수치해석을 통해 소음 방사 경향성을 검증하는 연구를 수행하였다. 선행연구 사례들을 통해 대부분의 멀티콥터 무인비행체 관련 연구들이 실험적인 접근에 의존하고 있어 전산공력해석을 기반으로 한 소음예측 및 방사 특성을 분석하는 연구가

아직 부족한 실정임을 확인할 수 있었다.

이 연구에서는 수치해석을 통해 로터 간의 상호 간섭현상이 멀티콥터형 무인비행체의 공력 성능 및 소음 특성에 미치는 영향을 고찰하고자 한다. 로터 블레이드에 작용하는 공력하중과 소음 해석을 위해 필요한 정보는 비선형 와류 격자법(nonlinear vortex lattice method)을 이용하여 계산하였으며 로터 후류는 와류 격자법(vortex particle method)을 적용하여 모델링하였다. 공력 소음원 중 주기적인 특성을 갖는 두께소음(thickness noise)과 하중소음(loading noise)만 고려하였으며 Farassat 1A 식을 이용한 음향상사법(acoustic analogy)을 통해 수음자(observer) 위치에 방사되는 소음을 계산하였다. DJI Phantom 2 쿼드콥터 모델에 사용되는 로터 블레이드를 이용하여 공력 및 소음 해석을 수행하였으며 단일로터 형상에 대한 수치해석 결과를 NASA에서 수행한 실험결과⁽⁴⁾와 비교함으로써 해석의 정확성을 검증하였다. 또한 단일로터와 쿼드콥터의 결과 비교를 통해 로터 간의 간섭현상이 비행체의 공력 및 소음 성능에 미치는 영향을 분석하였다.

2. 수치해석 방법

2.1 로터 공력해석 기법

멀티콥터 무인비행체는 다른 회전익기에 비해 로터 블레이드의 회전반경이 상대적으로 작기 때문에 낮은 레이놀즈수 유동 영역에서 운용된다. 일반적으로 헬리콥터가 레이놀즈수 10^6 이상의 영역에서 운용되는 반면 멀티콥터 무인비행체의 경우 주로 레이놀즈수 $10^4 \sim 10^5$ 영역에서 운용된다. 이러한 저 레이놀즈수 영역에서는 받음각에 따른 양력계수 변화가 더 이상 선형적이지 않고 양력선 기울기도 이론적인 2π 와 차이가 발생한다. 따라서 선형 포텐셜 유동 기반인 와류 격자법을 이용하여 공력해석을 수행할 경우 저 레이놀즈수 유동에 의해 발생하는 비선형적인 공력특성을 제대로 고려하지 못하여 부정확한 공력하중 예측을 야기할 수 있다. 이는 결과적으로 공력 소음 예측에도 영향을 미쳐 부정확한 결과를 초래할 수 있다.

이 연구에서는 멀티콥터형 무인비행체 로터 블레이드에 작용하는 공력하중을 계산하기 위해 비선형 와류 격자법을 이용하였다. 이 방법은 와류 격자법에 단면 에어포일 look-up table과 와류강도 보정법(vortex strength correction)을 적용한 방법으로 기존

의 와류 격자법이 고려하지 못하는 저 레이놀즈수 유동, 점성 유동, 박리 유동에 의한 영향을 고려할 수 있는 방법이다⁽⁵⁻⁷⁾. 와류 격자법 해석을 통해 계산된 해를 기반으로 로터 블레이드 각 단면의 제어점 위치에서 유효받음각(effective angle of attack), 유입속도(inflow velocity), 레이놀즈수를 계산하고 이를 이용하여 각 단면 위치에서 에어포일 look-up table을 수행한다. 레이놀즈수와 받음각 변화에 따른 에어포일의 양력, 항력, 피칭모멘트 계수들은 풍동 실험 또는 수치해석을 통해 얻을 수 있으며, 이 연구에서는 SU2 open-source CFD 코드를 이용한 전산유체역학 해석을 통해 공력 계수 데이터를 확보하였다.

유효받음각과 유입속도를 계산에는 자유류 속도 (V_∞), 로터 블레이드 회전 속도(Ω), 로터 블레이드에 분포한 속박와류(bound vortex)에 의한 유도속도($V_{ind, bound}$), 로터 후류를 의한 유도속도($V_{ind, wake}$) 성분이 고려된다. 여기서 θ_0 는 로터 블레이드의 고정된 피치 각도(pitch angle)이고 β 는 각 단면 위치에서의 비틀림 각도(twist angle)이다.

$$Re_c = \frac{\rho_\infty (\omega R) c}{\mu} \tag{1}$$

$$\mathbf{V}_{inflow} = \mathbf{V}_\infty - \boldsymbol{\Omega} \times \mathbf{r} + \mathbf{V}_{ind, bound} + \mathbf{V}_{ind, wake} \tag{2}$$

$$\alpha_{eff} = \tan^{-1} \left(\frac{\mathbf{V}_{inflow} \cdot \mathbf{a}_3}{\mathbf{V}_{inflow} \cdot \mathbf{a}_1} \right) + (\theta_0 + \beta) \tag{3}$$

2.2 로터 후류 모델

강한 로터-로터 상호 작용 효과는 후류 간섭현상을 유발하고 후류 발달에도 지배적인 영향을 미친다. 결과적으로 제자리 비행조건임에도 불구하고 간섭효과에 의해 비대칭적인 익단 와류가 형성되고 이는 로터의 비정상 공력하중과 소음을 유발한다. 따라서 멀티콥터 무인비행체의 소음 해석에 있어 로터 후류의 비정상적인 거동을 예측하고 후류 유동이 공력하중 변화에 미치는 영향을 정확하게 고려하는 것이 중요하다. 이 연구에서는 멀티로터의 후류를 모델링하기 위해 와류 입자법을 이용하였다. 먼저 로터 블레이드 뒷전으로부터 발생하는 후류를 와류선들(trailed and shed vortex filaments)로 표현한 후, 와류선을 일정한 와류강도와 코어 반경을 갖는 와류입자(vortex particle)들로 이산

화하였다. 이산화된 와류 입자들은 Lagrangian 관점에서 각각 독립된 존재로 취급되며 시간 전진 과정을 통해 서로에게 영향도를 주고받으며 로터 후류 구조를 형성한다. 따라서 각각의 와류입자들은 와류선과 달리 서로간의 connectivity를 유지할 필요가 없어 후류 간섭현상, 후류-동체 간의 간섭현상이 지배적인 문제에 적용하기 적합하며 비정상적이고 복잡한 후류의 거동을 표현하기 용이한 장점이 있다. 와류입자들에 의한 유도 속도는 Biot-Savart 법칙을 통해 계산되고 와류입자들로 구성된 후류구조는 2차 정확도의 Runge-Kutta 시간전진기법에 의해 계산된다.

2.3 소음 해석 기법

멀티콥터 로터 블레이드에서 발생하는 소음은 움직이는 물체에서 방사되는 소음을 예측하는 Ffowcs Williams-Hawkings(FW-H) 식의 해인 Farassat 1A 식 기반의 음향상사법을 통해 예측하였다. Farassat 1A 식 (4)~식 (6)을 사용하여 시간영역에서의 두께소음(thickness noise)과 하중소음(loading noise)의 영향을 고려하였다. p'_T 과 p'_L 은 각각 블레이드 두께 소음원, 공기력 하중 소음원에 의한 음압을 의미하며 식에 표현된 대괄호 안의 항들은 지연시간(retarded time)에서 계산된 값을 의미한다⁽⁸⁾.

$$p'(x, t) = p'_T(x, t) + p'_L(x, t) \tag{4}$$

$$p'_T(x, t) = \frac{1}{4\pi} \int_{f=0} \left[\frac{\rho_0 (\dot{v}_n + v_n)}{r |1 - M_r|^2} \right]_{ret} dS + \frac{1}{4\pi} \int_{f=0} \left[\frac{\rho_0 v_n (r \dot{M}_r + a_0 M_r - a_0 M^2)}{r^2 |1 - M_r|^3} \right]_{ret} dS \tag{5}$$

$$p'_L(x, t) = \frac{1}{4\pi a_0} \int_{f=0} \left[\frac{i_r}{r |1 - M_r|^2} \right]_{ret} dS + \frac{1}{4\pi} \int_{f=0} \left[\frac{l_r - l_M}{r^2 |1 - M_r|^2} \right]_{ret} dS + \frac{1}{4\pi a_0} \int_{f=0} \left[\frac{l_r (r \dot{M}_r + a_0 M_r - a_0 M^2)}{r^2 |1 - M_r|^3} \right]_{ret} dS \tag{6}$$

소음원(x_i)과 수음자(y_i) 간의 공간적인 거리(r)가 존재하기 때문에 수음자 시각(t)에 도달하는 음압은 음속으로 거리 r 만큼 전달되는 동안 소요된 시간 이전인 음원시각(τ)에서 방사되었다. 따라서 소음원과 수음자 간의 거리와 지연시간은 각각 식 (7), 식 (8)과 같이 정의할 수 있다.

$$r = |x_i - y_i| \quad \hat{r}_i = \frac{x_i - y_i}{r} \quad (7)$$

$$\tau = t - \frac{r}{a_0} \quad (8)$$

또한, ρ_0 와 a_0 는 각각 공기의 밀도와 음속을 나타내며 v_i 와 l_i 는 각각 이산화 된 블레이드 패널의 회전속도와 단위 면적당 표면에 작용하는 힘을 나타낸다. 또한 v_n , l_r 과 같이 아래첨자 n 과 r 이 있는 항은 각각 방사 방향과 블레이드 표면으로부터 외곽 수직 방향으로의 물성치를 의미하고, \dot{l}_i 와 같이 윗첨자가 있는 항은 음원시각에 대한 시간 미분을 의미한다. 식 (5), 식 (6)의 우변에 있는 각 항을 텐서(tensor) 곱으로 표현하면 아래와 같이 정의된다.

$$v_n = v_i \hat{n}_i \quad \dot{v}_n = \dot{v}_i \hat{n}_i \quad v_{\dot{n}} = v_i \dot{\hat{n}}_i \quad (9)$$

$$M_n = M_i \hat{n}_i \quad M_r = M_i \hat{r}_i \quad \dot{M}_r = \dot{M}_i \hat{r}_i \quad \dot{M}_i = \frac{\partial M_i}{\partial \tau} \quad (10)$$

$$l_i = p_{ij} \hat{n}_j \quad l_r = l_i \hat{r}_i \quad \dot{l}_r = \dot{l}_i \hat{r}_i \quad \dot{l}_i = \frac{\partial l_i}{\partial \tau} \quad (11)$$

3. 해석 모델 및 조건

3.1 멀티콥터 모델

이 연구에서는 영상촬영을 목적으로 전 세계적으로

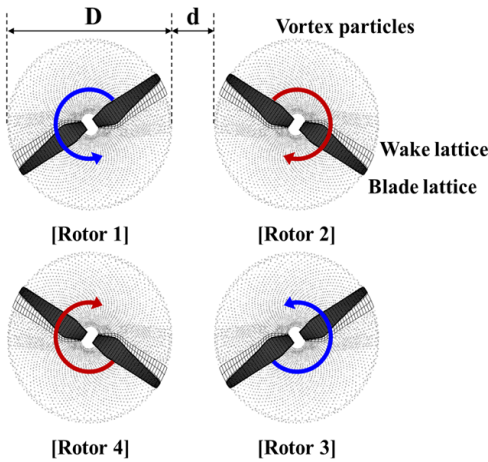


Fig. 1 DJI Phantom 2 quadcopter configuration

널리 사용되고 있는 기종인 DJI Phantom 2 멀티콥터 모델에 대한 공력 및 소음 해석을 수행하였다. DJI Phantom 2 모델은 로터가 4개인 쿼드콥터 형상이며 각 로터는 DJI에서 개발한 9443 블레이드 모델 2개로 구성되어 있다. 9443 블레이드의 반경방향으로 시위 길이와 비틀림 각 분포는 참고문헌(4)을 통해 알려져 있으나 단면 에어포일 형상 정보는 공개되어 있지 않아 디지털 이미지 프로세싱을 통해 단면 형상을 추출하였다. Fig. 1과 같이 이 연구에서는 카메라, 동체, connecting arm 형상을 제외하고 로터 블레이드만을 고려하였다. 로터의 회전직경(D)은 0.24 m, 로터 간의 대각거리는 0.35 m이며 로터 tip 사이의 간격을 d 로 정의하였다. 비행체의 자세제어와 토크로 인한 요 모멘트를 상쇄시켜주기 위해 서로 대각반향으로 마주보고 있는 로터는 서로 같은 방향으로 회전한다. 따라서 비행체를 위에서 바라보았을 때 로터 1과 로터 3은 반시계방향으로 회전하고, 로터 2와 로터 4는 시계방향으로 회전한다. DJI Phantom 2 모델에 대한 자세한 재원과 9443 블레이드의 시위 길이, 비틀림각 분포는 각각 Table 1과 Fig. 2를 통해 확인할 수 있다.

3.2 해석 조건

제자리 비행 조건에서 단일로터와 쿼드콥터에 대한 공력 및 소음 해석을 진행하였다. 단일로터의 경우 소음 실험결과가 존재하는 로터 회전 속도 4800 r/min, 5400 r/min, 6000 r/min 조건에서 해석을 수행하였으며 해석결과를 실험결과와 비교함으로써 해석자의 정확성을 검증하였다. 반면 쿼드콥터는 5400 r/min 조건에서만 해석을 수행하였다. 각 로터 회전 속도에서 로터 블레이드 끝단 마하수와 코드 길이 기준 레이놀즈수를 계산하여 Table 2에 표기하였다. 이를 통해 단일로터 블레이드 주변은 비압축성 유동이며 저 레이놀즈수 영역에 해당됨을 확인할 수 있다.

수치해석을 위해 로터 블레이드는 시위방향으로 20개, 반경방향으로 40개의 와류 패널로 이산화하였고 로터 회전 속도에 따라 5° 간격으로 회전할 수 있도록 시간 전진 간격을 설정하였다. 갑작스런 회전에 야기될 수 있는 후류 유동의 수치적인 불안정성을 막기 위해 초기 1바퀴 동안은 sine함수를 이용한 slow starting을 적용하였고, 이후 로터가 총 20바퀴 회전할 때까지 계산을 수행하였다. 전체 20바퀴 동안의 공력해석 데이터 중 마지막 5바퀴 동안의 데이터를 공력 소음 해석에 이용하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 단일로터 공력 소음 해석

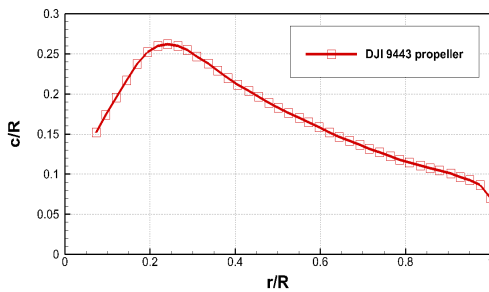
DJI Phantom 2 단일 로터 블레이드의 추력과 소음 측정은 NASA Langley Research Center에서 수

Table 1 Description of DJI Phantom 2 model

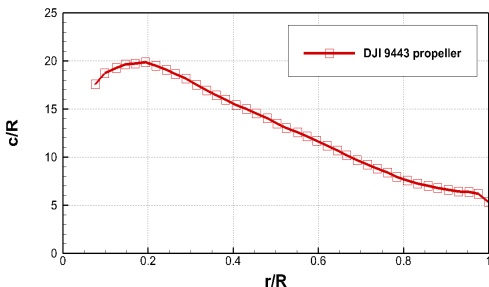
Properties	Values
Propeller	DJI 9443
Number of rotors, M	4
Number of blades, N	2
Diagonal length, L	0.35 m
Rotor diameter, D	0.24 m
Separation distance, d	0.048 m, 0.24 m

Table 2 Flow conditions

Properties	Values
Flight condition	Hover
Rotating speed, Ω	4800 r/min ~ 6000 r/min
Reynolds number, Re_c	50 000 ~ 63 000
Tip mach number, M_{tip}	0.177 ~ 0.221



(a) Chord distribution



(b) Twist angle distribution

Fig. 2 Planform geometry of DJI 9443 propeller

행된 바 있다⁽⁴⁾. 쿼드콥터 해석에 앞서 단일로터 실험 결과를 이용하여 해석자 검증을 수행하였다. 제자리 비행조건에서 추력은 로터 회전면을 기준으로 수직방향으로 작용하는 힘이며 식 (12)에 의해 무차원화 된다. 소음은 원형의 마이크로폰 어레이를 이용하여 단일로터 회전중심을 기준으로부터 거리가 약 16 R (1.905 m) 지점에서 측정하였으며, 회전면($\theta = 0^\circ$)을 기준으로 $\theta = -45^\circ, -22.5^\circ, +22.5^\circ, +45^\circ$ 를 포함하여 총 5개의 위치에서 소음데이터를 확보하였다.

$$C_T = \frac{T}{\rho_\infty \pi R^2 (\Omega R)^2} \tag{12}$$

Fig. 3은 로터 회전속도가 3000 r/min에서 7000 r/min 까지 변함에 따른 단일로터 추력계수 비교를 나타낸다. 로터 회전속도가 빨라짐에 따라 추력계수가 점진적으로 증가하는 경향성을 확인할 수 있고 비선형 와류 격자법 해석결과는 실험결과와 상당히 유사한 결과를 도출하였다. 실험결과와 비교하였을 때 평균적으로 추력 성능을 1.3% 이내 오차로 예측할 수 있었다.

음향 상사법을 통해 시간 영역에서 계산된 음압데이터를 고속 푸리에 변환(FFT, fast Fourier transformation) 기법을 이용하여 주파수 영역으로 변환하였고, 식 (13)을 통해 음압레벨 단위로 나타내었다. 여기서 P_{ref} 는 $20 \mu\text{Pa}$ 이다.

$$SPL = 20 \log_{10} \left(\frac{\bar{P}_{rms}}{P_{ref}} \right) \tag{13}$$

Fig. 4는 로터 회전속도와 수음자 위치에 따른 1st blade passing frequency(BPF) 해당 소음의 크기를

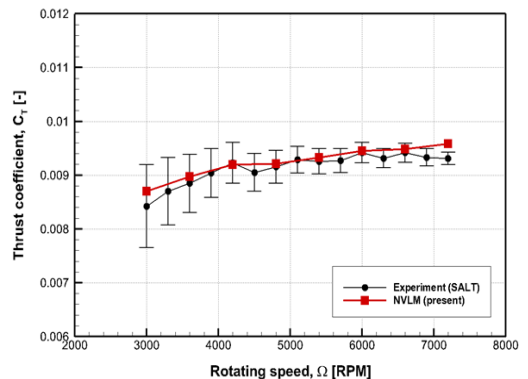


Fig. 3 Comparison of thrust coefficients of isolated rotor depending on rotating speeds

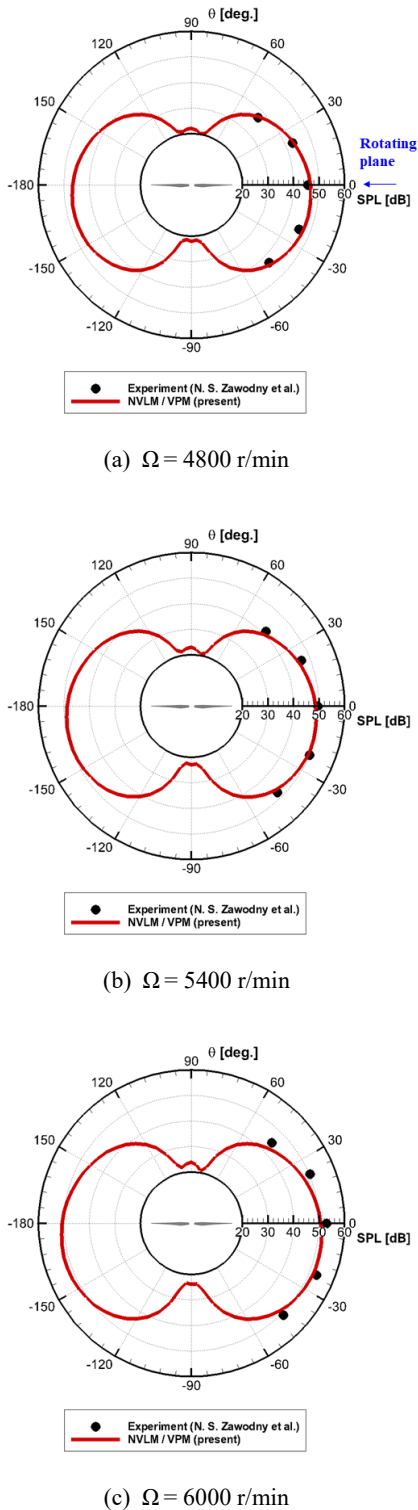


Fig. 4 Comparison of 1st BPF noise directivity of isolated rotor depending on rotating speeds

비교하였다. 회전속도가 증가함에 따라 최대 1st BPF 소음의 크기가 증가하는 경향성이 관찰되었고 모든 위치에서 1st BPF 소음을 3 dB 이내로 예측할 수 있음을 확인하였다. 또한 실험점 이외의 위치에서 수행한 소음 해석을 한 결과를 보면 로터의 수직된 방향(수음자 위치 $\theta = 90^\circ$)으로 소음의 크기가 크게 감소하는 것을 확인할 수 있다. 이는 단일로터가 제자리 비행조건에서는 비정상 하중(unsteady loading)이 거의 발생하지 않고 대부분 정상 하중(steady loading)만 작용하기 때문이다.

4.2 쿼드콥터 공력 소음 해석

Fig. 5는 로터 회전속도 5400 r/min 조건에서 로터 회전 바퀴수에 따른 단일로터와 쿼드콥터에 작용하는 추력계수의 변화를 나타낸다. 단일로터와의 추력 성능 비교를 위해 쿼드콥터의 추력계수는 전체 추력 값을 로터 개수⁽⁴⁾로 나눈 후 무차원화한 값이다. 단일로터의 경우 추력계수가 일정한 값으로 수렴하는 반면 쿼드콥터는 제자리 비행조건임에도 불구하고 추력계수가 큰 폭으로 진동하는 것을 확인할 수 있었다. 또한 심한 추력 진동과 함께 단일로터 대비 평균추력이 약 7.93% 감소하는 결과가 도출되었다. 이는 로터-로터 간섭효과에 의해 발달한 비대칭적인 형태의 강한 익단 와류의 영향으로 판단되었다.

Fig. 6은 수음자 위치에 따라 단일로터 소음과 쿼드콥터 소음을 비교하였다. 하지만 쿼드콥터의 경우 단일로터에 비해 소음원이 4배가 많고 동일한 추력 조건을 만족하기 어렵기 때문에 단순히 소음의 크기를 대수적으로 비교하는 것은 무의미하다. 따라서 로터 간섭효과가 소음 방사 특성에 미치는 영향을 고찰하기 위해 로터 간섭 현상이 전혀 없는 단일로터 공력 해석 결과를 쿼드콥터 각 로터의 위치에 재배치하여 소음 해석을 수행하였다. Fig. 6에서 실선으로 표기된 쿼드콥터 소음 해석 결과는 로터 간섭효과의 영향이 모두 포함된 로터 공력 해석 데이터를 소음원으로 이용한 반면 점선으로 표기된 쿼드콥터 소음 해석 결과는 단일로터 해석결과를 소음원으로 사용했기 때문에 공력 해석 데이터에 간섭효과가 전혀 포함되어 있지 않다. 두 결과를 비교하면, 간섭효과의 영향으로 쿼드콥터 소음의 크기가 증가한 것을 확인할 수 있다. 특히 비정상 하중이 발생함에 따라 로터의 수직된 방향

(수음자 위치 $\theta = 90^\circ$)으로 소음이 크게 증가하였다. 이는 단일로터와 단일로터 해석결과를 이용한 쿼드콥터 해석결과는 반대되는 경향성이다.

일반적으로 정상 하중에 의한 소음은 회전축을 기준으로 45° 방향으로 강하게 방사되는 반면, 비정상 하중에 의한 소음은 회전평면으로부터 수직방향(90°)으로 강하게 방사되는 특성을 갖는다. Fig. 7에서 비정상 하중이 소음에 미치는 영향을 확인하기 위해 수음자 위치 $\theta = 0^\circ, 45^\circ, 90^\circ$ 지점에서 시간에 따른 음압을 비교하였다. 비정상 하중이 소음 방사에 기여하지 않는 $\theta = 0^\circ$ 수음자 위치에서는 간섭효과 유무에 따른 음압 차이가 관찰되지 않았다. 하지만 $\theta = 45^\circ, 90^\circ$ 수음자 위치에서 음압데이터 비교를 통해 간섭효과에 의한 영향이 뚜렷하게 확인되었다. 결과적으로 쿼드콥터에서는 로터 간의 강한 상호간섭 효과로 인

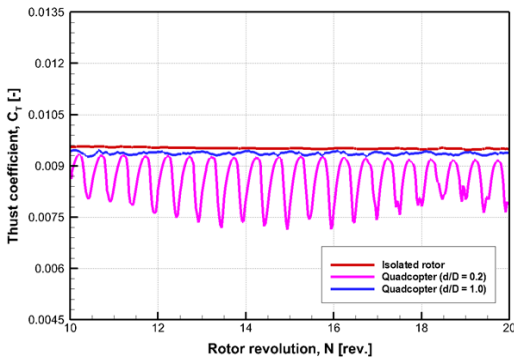


Fig. 5 Comparison of normalized thrust coefficients between isolated rotor and quadcopters

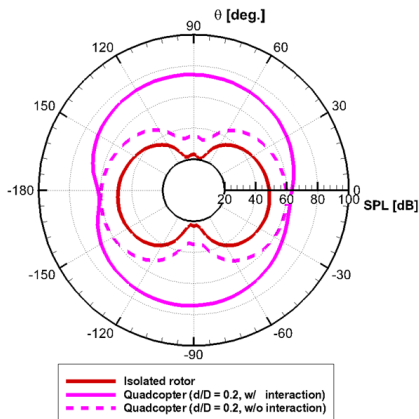
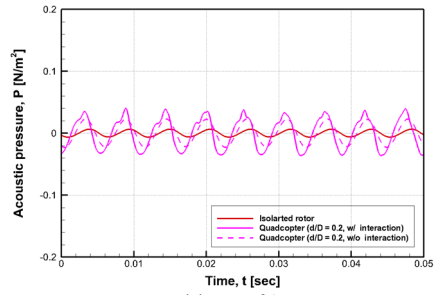
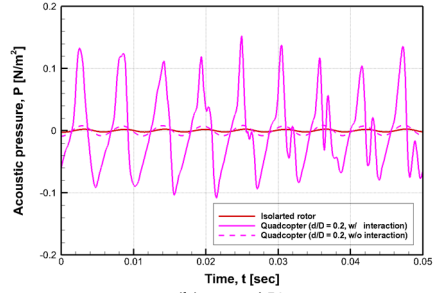


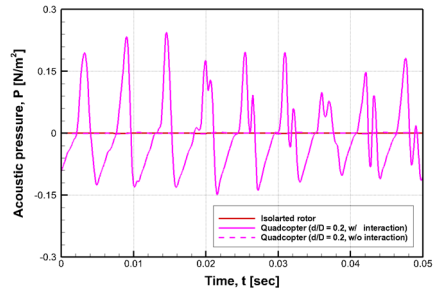
Fig. 6 Noise directivity of quadcopter with separation distance of 0.2 D



(a) $\theta = 0^\circ$



(b) $\theta = 45^\circ$



(c) $\theta = 90^\circ$

Fig. 7 Acoustic pressure of quadcopter with separation distance of 0.2 D

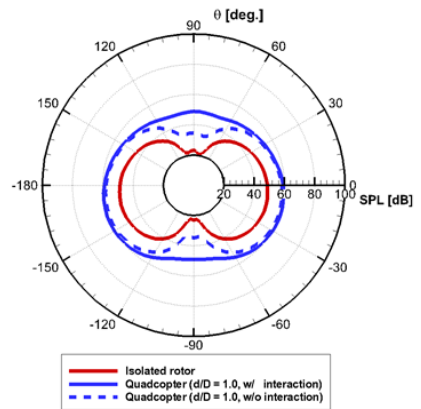


Fig. 8 Noise directivity of quadcopter with separation distance of 1.0 D

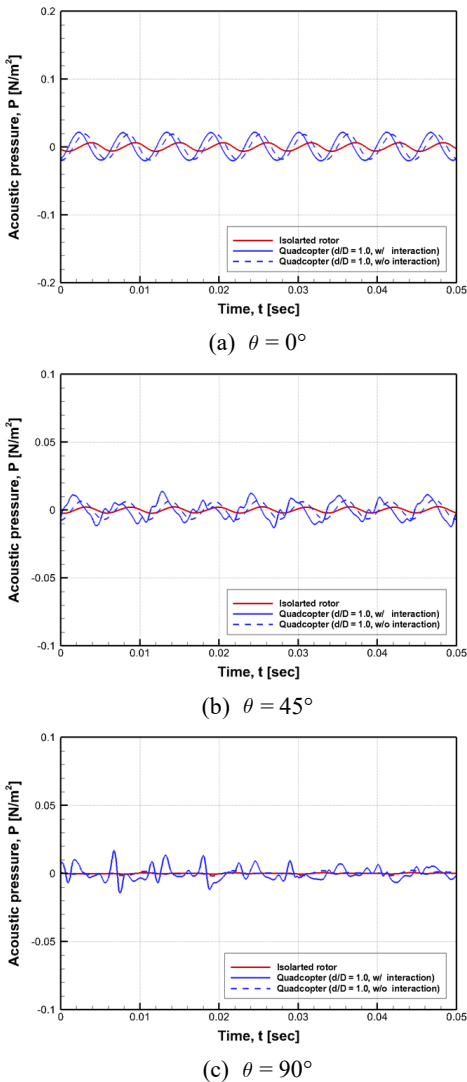


Fig. 9 Acoustic pressure of quadcopter with separation distance of 1.0 D

해 단일로터에서는 관찰할 수 없었던 주기적인 하중 변화가 발생하였고 이러한 로터의 비정상 공력하중으로 인해 소음이 크게 증가하였다.

로터 사이의 거리가 멀어지게 되면 로터 간의 간섭 효과가 상대적으로 감소하게 된다. Fig. 8은 쿼드콥터 형상에서 로터 사이의 거리를 인위적으로 5배만큼 늘린 후 소음 해석을 수행하였다. 로터 간의 거리가 멀어짐에 따라 간섭현상으로 인해 유발되던 비정상 공력하중이 크게 감소하는 것을 Fig. 5를 통해서도 확인할 수 있었다. 따라서 쿼드콥터 소음 해석결과가 단

일로터 해석결과를 소음원으로 이용한 쿼드콥터 소음 해석결과와 유사해졌다. 물론 로터 간의 거리가 멀어지더라도 약간의 간섭현상은 여전히 존재하여 회전 평면의 수직된 방향으로는 비정상 하중에 의한 소음이 관찰되지만 그 크기는 로터 간의 거리가 가까운 ($d/D = 0.2$) 경우에 비해 매우 작아졌음을 확인할 수 있었다.

5. 결 론

이 연구에서는 멀티콥터형 소형무인기에서 발생하는 로터 간섭효과가 비행체의 추력성능과 소음 방사특성에 미치는 영향을 수치 해석적으로 면밀히 분석하였다.

멀티콥터에서 로터 간섭효과가 발생하게 되면 제자리 비행 조건임에도 불구하고 단일로터 대비 평균 추력이 감소하고 심한 추력 진동이 발생한다. 로터 블레이드에서 발생하는 공력 소음은 회전운동에 의해 작용하는 하중변화로 발생함에 따라 멀티콥터에서는 간섭효과로 발생한 비정상 하중 성분에 의해 소음이 크게 증가하였다. 특히 로터 간섭효과가 없는 경우와 비교하였을 때 회전평면 기준으로 수직된 방향에서 시간에 따른 음압과 소음레벨의 큰 차이가 발생하였다. 또한 로터 간섭효과가 비행체 공력성능과 소음 방사 특성에 미치는 영향을 로터 사이의 거리를 인위적으로 조절함으로써 완화시킬 수 있음을 확인하였다. 따라서 로터 간의 거리에 따른 소음 특성 변화는 저소음 무인비행체 설계 연구에 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

이 연구에서는 무인비행체의 동체 형상을 제외하고 로터 블레이드만 고려한 수치해석을 진행하였다. 동체 형상이 포함된다면 로터-로터뿐만 아니라 후류-동체간의 간섭 현상이 발생하여 공력 소음에 직접적인 영향을 줄 것으로 예상된다. 따라서 향후 연구에서는 동체의 영향을 고찰하고자 한다.

후 기

이 연구는 국방과학연구소의 지원으로 차세대 고속 복합형 무인 회전익기 특화연구실에서 수행되었습니다.

References

- (1) Zhou, W., Ning, Z., Li, H. and Hu, H., 2017, An Experimental Investigation on Rotor-to-rotor Interactions of Small UAV, Proceedings of 35th AIAA Applied Aerodynamic Conference, Denver, Colorado.
- (2) Shukla, D. and Komerath, N., 2018, Drone Scale Coaxial Rotor Aerodynamic Interactions Investigation, Journal of Fluids Engineering, Vol. 141, No. 7, p. 071106.
- (3) Intaratep, N., Alexander, W. N., Devenport, W. J., Grace, S. M. and Dropkin, A., 2016, Experimental Study of Quadcopter Acoustics and Performance at Static Thrust Conditions, Proceedings of 22nd AIAA/CEAS Aeroacoustics Conferences, Lyon, France.
- (4) Zawodny, N. S., Boyd Jr, D. D. and Burley, C. L., 2016, Acoustic Characterization and Prediction of Representative, Small-scale Rotary-wing Unmanned Aircraft System Components, Proceedings of American Helicopter Society 72nd Annual Forum, pp. 1~15.
- (5) Lee, H. and Lee, D. J., 2018, Computational Study of Wake Interaction in Quadcopter Unmanned Aerial Vehicle, Proceedings of 7th Asian/Australian Rotorcraft Forum, pp. 1~8.
- (6) Lee, H. and Lee, D. J., 2019, Numerical Investigation of the Aerodynamics and Wake Structures of Horizontal Axis Wind Turbines by Using Nonlinear Vortex Lattice Method, Renewable Energy, Vol. 132, pp. 1121~1133.
- (7) Lee, H. and Lee, D. J., 2019, Wake Impact on

Aerodynamic Characteristics of Horizontal Axis Wind Turbine under Yawed Flow Conditions, Renewable Energy, Vol. 136, pp. 383~392.

- (8) Chung, K., Hwang, C. and Lee, D. J., 2006, Helicopter BVI Noise Prediction Using Acoustic Analogy and High Resolution Airloads of Time Marching Free Wake Method, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 16, No. 3, pp. 291~297.



Hakjin Lee received his Ph.D. degree in the Department of Aerospace Engineering in Korea Advanced Institute of Science and Technology. He is currently a post doctoral researcher at Mechanical Engineering Research Institute in KAIST. His research interests include wind turbine aerodynamics, wind turbine aeroacoustics and design optimization.



Duck-Joo Lee received his Ph.D. degree in the Department of Aero & Astronautics in Stanford University. He is currently a professor at the Department of Aerospace Engineering in KAIST. His research interests are rotor aerodynamics, rotor noise, jet noise, computational aeroacoustics(CAA) and aeroacoustics analysis.

다구치방법과 전달행렬법을 이용하여 지반진동을 받는 감쇠전단구조물의 진동저감 연구

Study on Vibration Reduction of Shear Damping Structure Subjected to Ground Vibration Using the Taguchi Method and Transfer Matrix Method

조찬우* · 이정우* · 김동원** · 이정윤†

Chan U Jo*, Jung Woo Lee*, Dong-Won Kim** and Jung Youn Lee†

(Received May 23, 2019 ; Revised July 2, 2019 ; Accepted July 2, 2019)

Key Words : Taguchi Method(다구치방법), Shear Damping Structure(감쇠전단구조물), Expanded Damped Transfer Matrix Method(확장된 감쇠전달행렬법), Transfer Function(전달함수), Ground Vibration(지반진동)

ABSTRACT

Damped shear structures are widely used in industrial plant construction and building design but are often excited during ground vibrations. The study of vibration response of these structures is important for both accurate product production and building design. Traditionally, finite element methods such as ANSYS have been used as the main method for calculating the response of these structures. However, when interpreting shear structures, this method is not as efficient because the matrix is larger than the transfer matrix. In this study, we developed an extended transfer matrix method to analyze damping shear structures. The transfer function and the ground vibration are used to obtain the response of the shear damping structure. Using the Taguchi method, optimum design parameters were found to minimize the response of the structure caused by ground vibrations.

1. 서 론

산업이 발전함에 따라 정밀 장비의 사용이 여러 분야에서 급격히 요구되고 있으며 장비가 고집적화, 고용량화, 소형화됨으로써 장비에 요구되는 정밀도가 점진적으로 높아지고 있다. 이에 따라 반도체 공정에서 미세진동에 따른 장비의 진동 감소가 중요한 문제로 나타나고 있으며 신뢰성 및 고정밀도 확보가 시급한 사항이다⁽¹⁻³⁾.

반도체 장비의 허용 정밀도가 나노미터급으로 되어있는 현실에서 장비의 내부진동 뿐 아니라 지반진

동이 정밀도에 큰 영향을 미치므로 문제점으로 나타나고 있다⁽⁴⁾. 지반진동은 장비를 지지하는 외부진동으로 사람의 이동, 인근 차량 운행, 지진, 설비 가동 등 여러 가지 원인을 갖고 있다. 대표적인 지반해석 방법으로 시간이력해석법과 응답스펙트럼해석법⁽⁵⁻⁷⁾이 사용된다. 두 해석 모두 모드 중첩법을 사용하고 있으며 응답스펙트럼해석법은 계산이 용이하지만 구조물의 응답을 시간의 함수로 나타낼 수 없다. 이에 비해 시간이력해석법은 시간 증분마다 변하는 하중을 단계적으로 수치적분을 함으로서 구조물의 응답을 시간에 따라 구하는 방법이지만 막대한 계산량과 시간이 많이 소요되는 단점이 있다. 여기서는 간단하게

† Corresponding Author; Fellow Member, Dept. of Mechanical System Engineering, Kyonggi University
E-mail : jylee@kgu.ac.kr

* Member, Dept. of Mechanical System Engineering, Kyonggi University

** Member, Dept. of Advanced Materials Engineering, Kyonggi University

‡ Recommended by Editor Won Ju Jeon

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

감쇠전단구조물의 응답을 확장된 전달행렬법을 사용하여 기존 방법에 비해 용이하게 구하는 방법을 개발하였다. 먼저 지반진동을 감쇠전단구조물에 적용하기 위해 지반진동의 가속도 신호를 측정하고 필터링을 하여 변위신호로 변환하였다. 지반과 각 층의 절점과 지반과의 전달함수를 이용하여 확장된 전달행렬법으로 각 절점의 변위를 예측하였다.

감쇠전단구조물의 진동 저감을 위해서는 다양한 설계인자에 대한 검토가 어려우므로 실험계획법 중 하나인 다구치방법을 이용하여 다양한 설계인자의 변위에 대한 영향을 검토하고 진동저감 방안을 제시하였다.

2. 이론

2.1 감쇠전단구조물의 확장된 전달행렬법

Fig. 1에 전달행렬법의 감쇠전달행렬을 나타내었으며 i 번째 요소의 횡방향 전달행렬은 다음 식과 같다.

$$\begin{Bmatrix} v \\ V \end{Bmatrix}_i^D = \begin{bmatrix} 1 & 1/(k_i + jc\omega) \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} v \\ V \end{Bmatrix}_{i-1}^U \quad (1)$$

여기서 v 는 횡 변위를 V 는 전달력을 나타내는 상태 벡터이며 U 는 요소의 위쪽을 D 는 요소의 아래쪽을 나타낸다. k 는 감쇠전단구조물의 횡 방향의 강성계수를 c 는 감쇠계수를 의미하며 j 는 허수를 나타낸다. i 번째 질량 m_i 의 점 전달행렬은 관성력이 있지만 아래와 위 변위가 동일하므로 다음과 같다.

$$\begin{Bmatrix} v \\ V \end{Bmatrix}_i^U = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -m_i\omega^2 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} v \\ V \end{Bmatrix}_i^D \quad (2)$$

여기서 질량과 스프링에 대한 전달행렬을 모두 고려

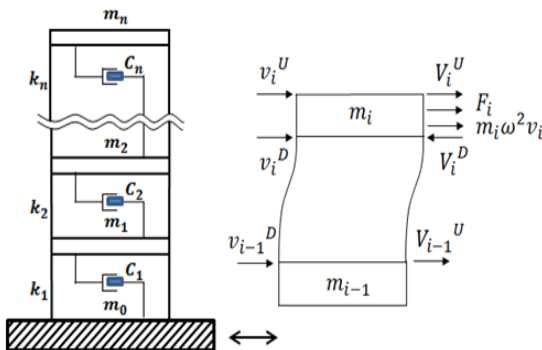


Fig. 1 Transfer matrix schematic diagram and free-body diagram of mass

하면 다음과 같다.

$$\begin{Bmatrix} v \\ V \end{Bmatrix}_i^U = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ -m_i\omega^2 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 1/(k_i + jc\omega) \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} v \\ V \end{Bmatrix}_{i-1}^U \quad (3)$$

$$= \begin{bmatrix} 1 & 1/(k_i + jc\omega) \\ -m_i\omega^2 & 1 - \frac{m_i\omega^2}{(k_i + jc\omega)} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} v \\ V \end{Bmatrix}_{i-1}^U$$

따라서 i 번째 요소에 대한 전달행렬 T_i 는 다음과 같다.

$$[T_i] = \begin{bmatrix} 1 & 1/(k_i + jc\omega) \\ -m_i\omega^2 & 1 - \frac{m_i\omega^2}{(k_i + jc\omega)} \end{bmatrix} \quad (4)$$

Fig. 1에서 주기적인 외부 힘 F_i 가 i 번째 질량 m_i 에 작용할 때 관성력과 평형을 고려하면 다음과 같다.

$$\begin{Bmatrix} v \\ V \end{Bmatrix}_i^U = \begin{bmatrix} 1 & 1/(k_i + jc\omega) \\ -m_i\omega^2 & 1 - \frac{m_i\omega^2}{(k_i + jc\omega)} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} v \\ V \end{Bmatrix}_{i-1}^U + \begin{Bmatrix} 0 \\ -F \end{Bmatrix}_{i-1}^U \quad (5)$$

식 (5)를 외부 힘을 고려한 한 개의 전달행렬로 나타내면 다음 식과 같이 된다.

$$\begin{Bmatrix} v \\ V \\ \dots \\ 1 \end{Bmatrix}_i^U = \begin{bmatrix} 1 & 1/(k_i + jc\omega) & \dots & 0 \\ -m_i\omega^2 & 1 - \frac{m_i\omega^2}{(k_i + jc\omega)} & \dots & -F_i \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & \dots & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} v \\ V \\ \dots \\ 1 \end{Bmatrix}_{i-1}^U \quad (6)$$

따라서 i 번째 확장된 전달행렬 $[\overline{T}_i]$ 은 다음과 같다.

$$[\overline{T}_i] = \begin{bmatrix} 1 & 1/(k_i + jc\omega) & \dots & 0 \\ -m_i\omega^2 & 1 - \frac{m_i\omega^2}{(k_i + jc\omega)} & \dots & -F_i \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & \dots & 1 \end{bmatrix} \quad (7)$$

이때의 상태벡터는 다음과 같이 된다.

$$\begin{Bmatrix} v \\ V \\ \dots \\ 1 \end{Bmatrix}_n^U = [\overline{T}_n] [\overline{T}_{n-1}] \dots [\overline{T}_2] [\overline{T}_1] \begin{Bmatrix} v \\ V \\ \dots \\ 1 \end{Bmatrix}_0^U \quad (8)$$

$$= [\overline{T}_{all}] \begin{Bmatrix} v \\ V \\ \dots \\ 1 \end{Bmatrix}_0^U = \begin{bmatrix} u_{11} & u_{12} & \dots & u_{13} \\ u_{21} & u_{22} & \dots & u_{23} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & \dots & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} v \\ V \\ \dots \\ 1 \end{Bmatrix}_0^U \quad (9)$$

감쇠전단구조물의 경우 최상층이 자유이고 지반이 고정인 경계조건을 갖고 있으므로 상태벡터 $\{Z_i\}$ 는 다음과 같이 된다.

$$\{Z_n\} = \begin{Bmatrix} v \\ 0 \\ \dots \\ 1 \end{Bmatrix}_n, \{Z_0\} = \begin{Bmatrix} 0 \\ V \\ \dots \\ 1 \end{Bmatrix}_0 \tag{10}$$

자유진동일 때 하중 $F_i = 0$ 이 되고 경계조건에서 $u_{13} = 0, u_{23} = 0$ 가 된다. 식 (9)에 식 (10)을 넣어 n 차 방정식을 구한 후 감쇠전단구조물 고유진동수는 다음 식으로 해석할 수 있다.

$$f(\omega) = \det |u_{22}| \tag{11}$$

식 (11)의 n 개의 해가 각각의 고유진동수가 된다. 각 차수의 고유진동수를 식 (10)의 경계 조건과 식 (9)에 넣어 각 차수에 대한 모드를 구한다.

감쇠전단구조물에 강제 진동 F_i 가 존재할 때 식 (9)는 다음과 같다.

$$\begin{Bmatrix} v \\ 0 \\ \dots \\ 1 \end{Bmatrix}_n^U = \begin{bmatrix} u_{11} & u_{12} & \dots & u_{13} \\ u_{21} & u_{22} & \dots & u_{23} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & \dots & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 0 \\ V \\ \dots \\ 1 \end{Bmatrix}_0 \tag{12}$$

$$0 = u_{22}V_0 + u_{23} \tag{13}$$

$$V_0 = -\frac{u_{23}}{u_{22}} \tag{14}$$

식 (10)의 $\{Z_0\}$ 인 지반의 상태 벡터를 식 (7)에 넣으면 측정점 i 와 가진점 j 사이의 전달함수 $H_{i,j}(\omega)$ 를 구할 수 있다.

2.2 주파수영역 해석법을 이용한 응답해석

구조물의 가진력 $f(t)$ 와 가진력에 대한 응답 $x(t)$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$f(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} F(\omega)e^{i\omega t}d\omega \tag{15}$$

$$F(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} f(t)e^{-i\omega t}dt \tag{16}$$

$$x(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} X(\omega)e^{i\omega t}d\omega \tag{17}$$

$$X(\omega) = H(\omega)F(\omega) \tag{18}$$

여기서 $H(\omega)$ 는 시스템의 전달함수이다.

3. 적용 예

확장된 전달행렬법을 이용해서 지반진동을 받는 전단구조물의 응답해석을 검증하기 위하여 Fig. 2와 같이 4층 전단구조물에 대한 고유치 해석을 수행하였다. 수치해석 대상 모델의 제원은 다음과 같다. 질량은 m_1 이 4500 kg, m_2 와 m_3 는 3000 kg, m_4 는 500 kg이다. 스프링 탄성계수는 k_1 이 3200 kN/m이고 k_2 는 2400 kN/m, k_3 는 1600 kN/m, k_4 는 800 kN/m이다. 감쇠계수 ζ 는 0.05로 하였다.

3.1 고유진동수와 전달함수

Table 1에 확장된 전달행렬법과 모드해석법을 사용하여 4층 감쇠전단구조물의 고유진동수를 감쇠계수에 따라 나타내었으며 두 결과가 일치하여 제안된 방법이 타당함을 알 수 있었다. Fig. 3에 $\zeta=0.02$ 일 때 전달함수를 나타내었다. 10 Hz까지 4개의 고유진동수가 있었으며 피크값이 날카롭지 않아 감쇠가 있음을 알 수 있다.

3.2 지반 가속도의 변위 변환

지반진동으로 인한 구조물의 변위응답을 구하기 위해 측정된 지반 가속도와 변위를 Fig. 4에 나타내었다. 변위함수는 이 지반진동의 가속도를 시간에 따라 적분하고 필터링을 하여 구하였다⁽⁸⁾.

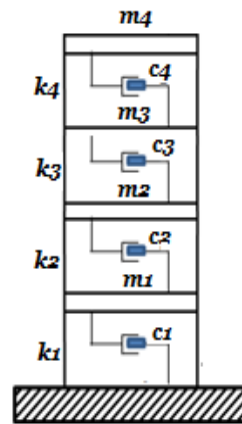


Fig. 2 Model of four story shear damping structure

Table 1 Natural frequencies of four story shear damping building

Mode	Natural frequency (Hz)				Remark
	Expanded TMM		Modal analysis		
	$\zeta = 0$	$\zeta = 0.05$	$\zeta = 0$	$\zeta = 0.05$	
1st	1.939	1.938	1.938	1.938	
2nd	4.563	4.556	4.556	4.556	
3rd	6.771	6.767	6.767	6.767	
4th	7.461	7.425	7.425	7.425	

4. 다구치방법

다구치방법은 직교 배열을 사용하여 설계에 영향을 미치는 제어인자를 규명하고 제어인자가 변화할 수 있는 수준을 결정한다. 다구치방법은 최소한의 실험으로 어떤 요소가 제품 품질에 가장 큰 영향을 주는지 결정하는 데 필요한 데이터를 얻는다⁹⁾. 여기서는 감쇠구조물의 주요 설비가 4층에 있고 지반 진동이 있을 때 4층의 진동 변위가 작을수록 유리하므로 망특성 중 망소특성을 적용하여 해석하였다. 제어인자는 질량, 강성, 감쇠 중 질량은 장비 등의 무게이므로 제외하였고 설계 변경이 가능한 강성과 감쇠로 하였다.

Fig. 2와 같이 감쇠전단구조물에 대한 설계변수는 총 12개로 4개 층에 대하여 각 층의 질량 및 감쇠계수와 강성계수이다.

Table 2에 제어인자별 수준을 나타내었다. k_1 은 초기값을 2수준으로 하고 1수준은 초기값보다 10% 낮은 값으로 하였다. 나머지 k_2, k_3, k_4 는 초기값을 2수준으로 하였으며 1수준은 초기값보다 10% 낮은 값으로 하고, 3수준은 초기값보다 10% 높은 값으로 하였다. $\zeta_1, \zeta_2, \zeta_3, \zeta_4$ 는 초기값을 2수준으로 하고 1수준은 초기값보다 0.01 작은 값을, 3수준은 초기설계안보다 0.01 큰 값으로 하였다.

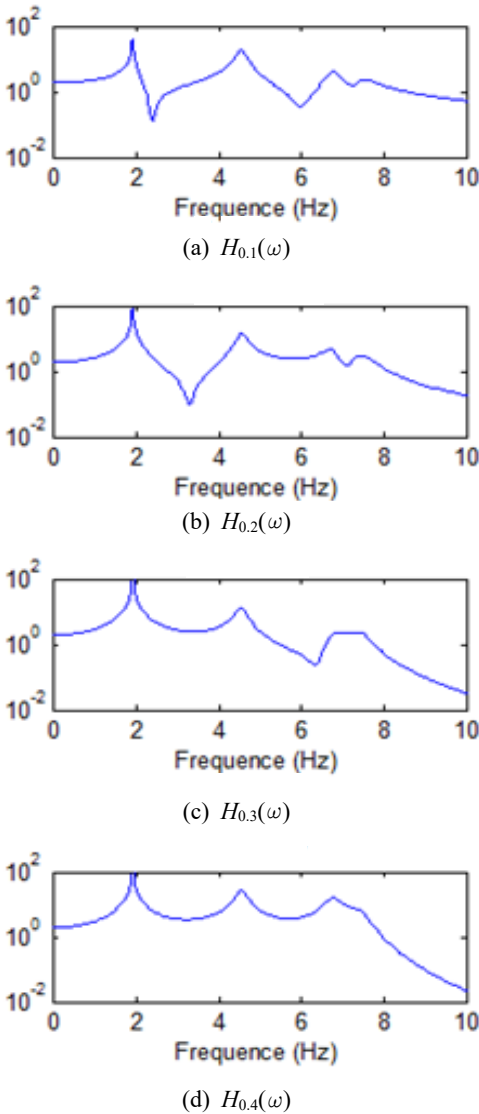


Fig. 3 Transfer function of the four stories shear damping structure

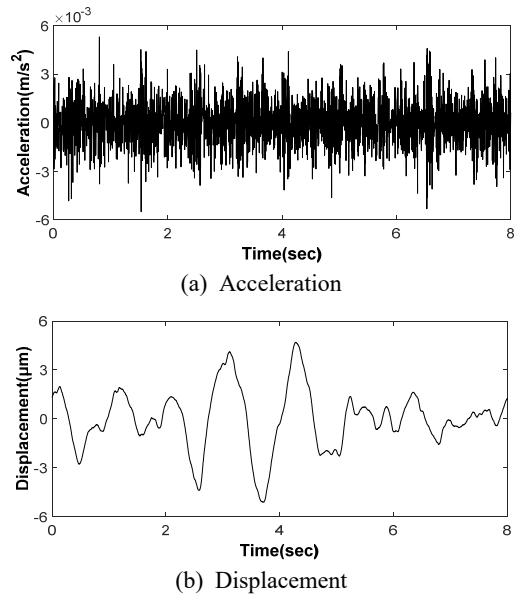


Fig. 4 Ground acceleration signal from the experiment

Table 2 Control factors and level

Control factor	Level		
	1	2	3
k_1	2880 kN/m	3200 kN/m	-
k_2	2160 kN/m	2400 kN/m	2640 kN/m
k_3	1440 kN/m	1600 kN/m	1760 kN/m
k_4	720 kN/m	800 kN/m	880 kN/m
ζ_1	0.04	0.05	0.06
ζ_2	0.04	0.05	0.06
ζ_3	0.04	0.05	0.06
ζ_4	0.04	0.05	0.06

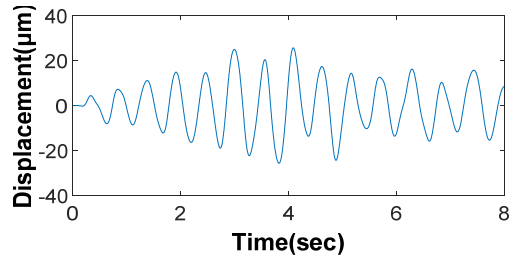
Table 3 $L_{18} (2^1 \times 3^7)$ orthogonal array

Exp. no.	Control factor							
	k_1	k_2	k_3	k_4	ζ_1	ζ_2	ζ_3	ζ_4
1	1	1	1	1	1	1	1	1
2	1	1	2	2	2	2	2	2
3	1	1	3	3	3	3	3	3
4	1	2	1	1	2	2	3	3
5	1	2	2	2	3	3	1	1
6	1	2	3	3	1	1	2	2
7	1	3	1	2	1	3	2	3
8	1	3	2	3	2	1	3	1
9	1	3	3	1	3	2	1	2
10	2	1	1	3	3	2	2	1
11	2	1	2	1	1	3	3	2
12	2	1	3	2	2	1	1	3
13	2	2	1	2	3	1	3	2
14	2	2	2	3	1	2	1	3
15	2	2	3	1	2	3	2	1
16	2	3	1	3	2	3	1	2
17	2	3	2	1	3	1	2	3
18	2	3	3	2	1	2	3	1

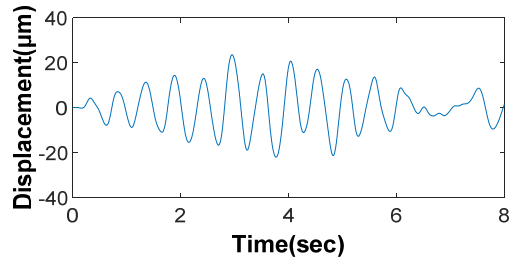
직교배열표는 제어인자가 8개이며 3 수준이므로 Table 3 과 같이 2요소와 3요소의 혼합인 L_{18} 을 사용하였다.

Table 3에 있는 18개 실험방법을 실제 지반진동을 받는 감쇠전단구조물의 4층에 대한 진동 변위에 예측하여 Fig. 5에 나타내었다. 여기서는 대표적으로 실험 번호 1, 5, 9, 13, 18에 대해 나타내었다.

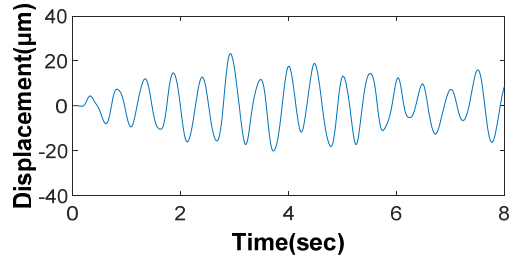
Fig. 5의 실험번호에 의한 응답 변위 함수를 RMS로 계산하여 Table 4에 나타내었으며 최대는 실험번호 1에서 $11.880 \mu\text{m}$ 이고 최소는 실험번호 3에서 $9.308 \mu\text{m}$ 이었다.



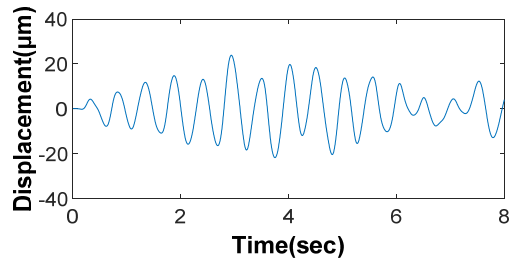
(a) Experiment no. 1



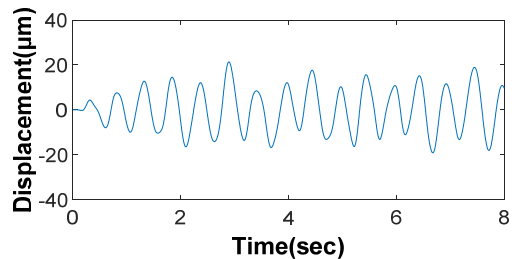
(b) Experiment no. 5



(c) Experiment no. 9



(d) Experiment no. 13



(e) Experiment no. 18

Fig. 5 Displacement of 4th floor of damped shear structure subjected to ground vibration

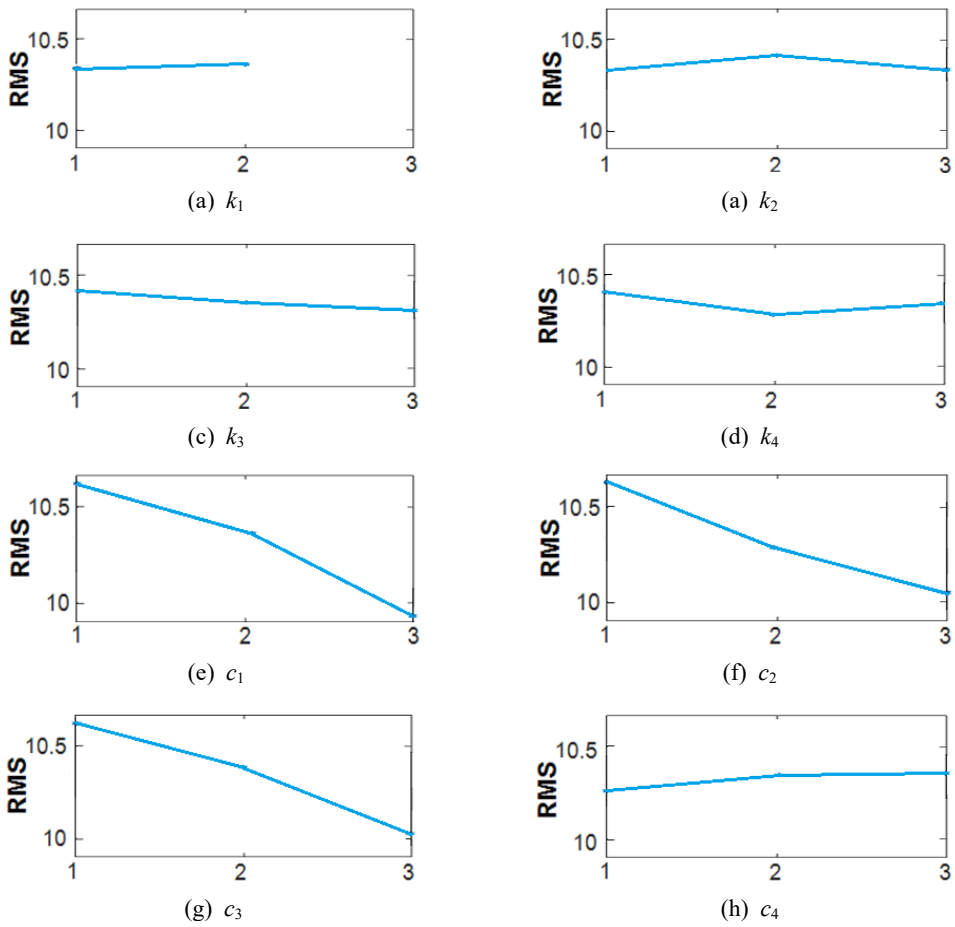


Fig. 6 The main effect of each factor on RMS

Table 4 The RMS of the displacement according to the experiment number

Exp. no.	RMS (μm)	Exp. no.	RMS (μm)
1	11.880	10	9.882
2	10.367	11	10.153
3	9.308	12	10.888
4	10.191	13	10.057
5	9.782	14	11.101
6	10.999	15	10.183
7	10.510	16	1.0462
8	10.354	17	10.301
9	10.207	18	10.124

또한 제어인자의 효과를 분석하여 Fig. 6에 나타내었다. 이 값이 적을수록 진동변위에 대한 기여도가 적은

인자이다. 여기서는 진동변위가 적을수록 좋은 망소 조건이므로 각 인자의 최저값을 선택하였다.

따라서 최저값의 강성계수는 $k_1 = 2880 \text{ kN/m}$, $k_2 = 2400 \text{ kN/m}$, $k_3 = 1760 \text{ kN/m}$, $k_4 = 800 \text{ kN/m}$ 이며, 감쇠계수는 $c_1(\zeta = 0.06)$, $c_2(\zeta = 0.06)$, $c_3(\zeta = 0.06)$, $c_4(\zeta = 0.04)$ 이다.

최적 설계안을 평가하기 위하여 지반진동에 대한 진동변위의 초기 설계값과 다구치방법을 통한 최적설계값을 나타내어 Fig. 7에 나타내었으며 파란색은 초기 설계값을 나타내고 빨간색은 최적 설계값을 나타낸다.

Fig. 7에 있는 각층의 응답을 RMS로 계산하여 Table 5에 나타내었다. 초기값보다 최적 설계값으로 구한 RMS가 전반적으로 낮아졌으며 4층에서 10.23%로 가장 많이 감소하였다.

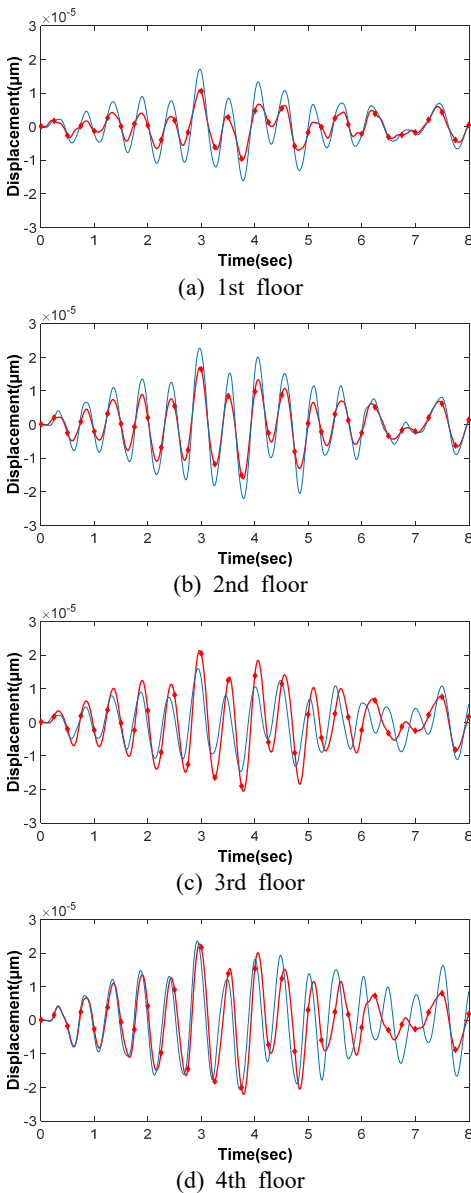


Fig. 7 Comparison of initial and optimum design vibration displacements by ground vibration

Table 5 Comparison of initial and optimum design vibration displacements by ground vibration

No. of floor	RMS (μm)		Ratio (%)
	Initial	Optimum	
1	3.740	3.646	2.51
2	6.385	6.160	3.52
3	9.120	8.243	9.61
4	10.003	8.979	10.23

5. 결 론

지반진동이 있을 때 감쇠전단구조물의 응답해석을 해석하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 확장된 감쇠 전달행렬법을 개발하였고 이를 이용하여 감쇠전단구조물의 전달함수를 해석하였다.
- (2) 전달함수와 지반진동에 의해 감쇠전단구조물의 응답을 해석하는 방안을 제시하였다.
- (3) 다구치방법을 이용하여 전단감쇠구조물의 설계 변수를 최적화하여 지반진동에 의한 구조물의 진동 변위를 감소시켰다.

후 기

이 연구는 경기도의 경기도 지역협력연구센터 사업의 일환으로 수행하였음(GRRC경기2017-B02 혁신형제조시스템연구).

References

- (1) Bazhenkov, A. M. and Mikhailov, V. P., 2015, Active and Semi Active Vibration Isolation Systems Based on Magnetorheological Materials, *Procedia Engineering*, Vol. 106, pp. 170~174.
- (2) Wigglesworth, W. and Jordan, S., 2009, Vibration Isolation for Nanolithography, *Semiconductor International*, Vol. 32, No. 10, pp. 24~26.
- (3) Lewyn, L. L., Ytterdal, A. C. and Martin, K., 2009, Analog Circuit Design in Nonoscale CMOS Technologies, *Vol. 97, No. 10*, pp. 1687~1714.
- (4) Schmidt, R. M., 2012, Ultra-precision Engineering in Lithographic Exposure Equipment for the Semiconductor Industry, *Philosophical Transactions of the Royal Society*, Vol. 370, pp. 3950~3972.
- (5) Hosseini, M., Hosseini, B. and Safi, Z., 2017, Seismic Design Evaluation of Reinforced Concrete Buildings for Near-source Earthquakes by Using Nonlinear Time History Analyses, *Procedia Engineering*, Vol. 199, pp. 176~181.
- (6) George, P. and Vagelis, P., 2018, Openseismomatlab: A New Open-source Software for Strong Ground Motion Data Processing, *Helion*, Vol. 4, No. 9, pp. 1~39.
- (7) Chopra, A. K., 2012, *Dynamics of Structures: Theory*

and Applications to Earthquake Engineering, 4th Edition, Prentice Hall, Englewood Cliffs, N.J.

(8) Jo, C., Lee, J. and Lee, J. Y., 2018, Response Analysis of Shear Structure Subjected to Ground Vibration Using the Transfer Matrix Method, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 28, No. 5, pp. 567~573.

(9) Lim, J., Chung, W., Lee, C. and Lee, J., 2007, Improvement of a Stiffness for High-speed Spindle Using the Taguchi Method, Journal of the Korean Society for Precision Engineering, Vol. 24, No. 2, pp. 127~133.



Chan U Jo received a B.E. in mechanical engineering in 2016 from Kyonggi University in Suwon, South Korea. In march of 2017, he enrolled at Kyonggi University as a master's student under the guidance of professor Jung Youn Lee at mechanical engineering.



Jungwoo Lee received B.S., M.S., and Ph.D. degrees from Kyonggi University in 2002, 2004, and 2017, respectively. He is currently an assistant professor at the Department of Mechanical System Engineering of Kyonggi University. His research interests are in structural vibration, composite structures, continuum mechanics, and the transfer matrix method.



Dongwon Kim completed his Doctoral Degree from KAIST Materials Science and Engineering in 1988. He is currently a professor at the Department of Advanced Materials Engineering of Kyonggi University.



Jung Youn Lee is Professor of Dept. of Mechanical System Engineering at Kyonggi University, where he has been since 1996. He received a B.S., an M.S. and his Ph.D. from Hanyang University in 1979, 1989 and 1992 respectively. His research interests are in System Identification, Structural Modification, Inverse Problem, Modal Analysis and Sensitivity Analysis of Vibration.

시간 영역 설계 사양을 위한 강인한 P²/LTR 제어

Robust P²/LTR Control for Time Domain Design Specification

서 상 민[†]
SangMin Suh[†]

(Received May 27, 2019 ; Revised July 22, 2019 ; Accepted July 22, 2019)

Key Words : Model Uncertainty(모델 불확실성), LQG/LTR, Pole Placement(극점 배치법), P²/LTR, Robustness(강인성)

ABSTRACT

Linear quadratic Gaussian/loop transfer recovery (LQG/LTR) is a robust control design method in the frequency domain. However, the method does not consider time-domain design specifications such as overshoots or vibrations. This paper proposes pole placement/loop transfer recovery (P²/LTR) to satisfy the time-domain design specifications that include frequency domain design specifications. The time-domain design specifications are met by the design of the target loop function, whereas the frequency domain constraints are satisfied via loop transfer recovery. In the presence of model uncertainty, robustness is also proved; therefore, it is confirmed that this method is valid and effective in real-world applications.

1. 서 론

여러 산업기기분야에서 모터는 가장 널리 사용되고 있는 부품이다. 그리고 전체 시스템의 성능에 영향을 주는 큰 요인 중 하나는 진동이며, 그 진동을 최대한 줄이는 것이 성능 향상에 많은 도움을 준다. 이러한 진동은 크게 두 가지로 분류가 되는데, 하나는 외부에서 인가되는 진동이고, 다른 하나는 모터 자체의 진동 모드에 의해 야기된 것이 있다.

외부에서 인가된 진동을 제거하는 방법으로 외란 관측기(disturbance observer)가 널리 사용되고 있다⁽¹⁾. 외란 관측기는 외부에서 인가된 외란을 측정하여 인가된 외란 만큼을 되먹임 하여 그 외란을 보상하는 방법이다. 전통적인 외란 관측기는 주파수 영역에서 설계를 하는데, 기존과 다르게 상태 변수를 이용할

수 있는 상태 공간에서의 외란 관측기가 개발되었다. 하나는 병렬 구조를 이용하여 기존의 상태공간에서의 설계가 유지된 상태에서 외란 제거를 할 수 있는 구조⁽²⁾와 추정 오차(estimation error)를 이용한 새로운 형태의 외란 관측기⁽³⁾가 제안되었다.

모터 내부의 진동을 줄이기 위한 일반적인 방법은 극점 배치법(pole placement)을 이용하여 감쇠 계수(damping coefficient)를 조절하는 것이다^(4,5). 그러나, 이러한 일반적인 극점 배치법은 모델 불확실성(model uncertainty)에 대한 안정도 강인성(robust stability)을 보장하지 못한다. 이러한 안정도 강인성을 보장하는 방법으로 LQG/LTR(linear quadratic gaussian/loop transfer recovery)이 개발되었으며^(6,7), 비록 오래전에 개발된 방법론이지만, 지금까지도 널리 사용되고 있는 방법으로, HDD(hard disk drives) 제어와⁽⁸⁾ 전력 변환⁽⁹⁾ 등에서 아직도 많은 연구가 진행중이다. 또한

[†] Corresponding Author ; Member, Samsung Electronics
E-mail : sangmin.suh@samsung.com

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

최근에는 제조 공정에서 사용되는 4-탱크 시스템 (quadruple tank system)⁽¹⁰⁾과 전력 계통의 광역 감쇠 제어기(WADC: wide area damping controller)⁽¹¹⁾에도 응용이 되고 있다.

그러나, 기존의 LQG/LTR은 주파수 영역에서의 설계이기 때문에, 진동 모드를 억제하기 위한 시간영역에서 직접적인 설계는 할 수가 없었다. 따라서, 시간 응답 특성이 중요한 분야에서는 시간 응답을 조절할 수 있는 간접적인 새로운 변수를 도입하기도 하였다⁽⁸⁾. 실제 HDD의 경우 오버슈트가 있으면 다른 데이터 트랙의 정보를 지우기 때문에 오버슈트가 최소화되어야 하며, 진동에 의한 긴 정착시간(settling time)은 정보의 읽기/쓰기(read/write) 성능의 심각한 저하를 일으킨다. 최근에는 LQG/LTR에서 진동 억제를 위한 시간 영역에서 직접적인 설계 방법이 제시되었다⁽¹²⁾. 여기서, 추정기 이득(estimator gain)을 조절하여 목표 페루프 전달 함수를 일차 함수가 되도록 하여, 루프 전달 회복(loop transfer recovery)에서 진동이 없도록 제어기를 설계하였다. 그러나, 일차 페루프 시스템을 설계함으로써 진동이 발생하는 것은 억제하였으나, 여민감도 함수(complementary sensitivity)의 주파수 응답의 경사가 저주파영역에서 -20 dB/decade 밖에 되지 않아서 외부 진동과 외란 제거 성능이 떨어질 수 밖에 없었다.

이 논문은 주파수영역에서의 설계 방법인 LQG/LTR의 시간 영역에서의 설계 제약을 해결하고, 기존 방법⁽¹²⁾의 외부 외란과 진동 제거 성능을 함께 개선하고자 한다. 저주파 영역에서 여민감도(complementary sensitivity) 함수의 경사를 -40 dB/decade가 되도록 설계하여 외부의 진동과 외란에 의한 영향을 줄이고, 동시에 모터의 내부 진동 모드도 함께 줄일 수 있는 방법을 제시한다. 또한, 제한하는 방법은 기존의 LQG/LTR이 가지고 있는 안정도 강인성도 유지됨을 보인다.

2. 플랜트 모델링

플랜트의 모델을 위하여, 동적 신호 측정기(DSA: dynamic signal analyzer)와 레이저 도플러 진동계(LDV: laser doppler vibrometer)를 이용하여 주파수 응답을 측정하였다.

그리고, 측정된 주파수 응답 특성으로부터 식 (1)과

같은 수학적 모델을 계산하였다.

$$G_p(s) = G_n(s) \cdot G_{res}(s) \\ = \left(G_v \cdot \frac{K_t}{J_m} \cdot \frac{1}{s^2} \right) \cdot \left(\frac{\omega_p^2}{s^2 + 2\zeta_p \omega_p s + \omega_p^2} \right) \quad (1)$$

여기서 $G_n(s)$ 는 공칭 모델(nominal model)을, $G_{res}(s)$ 는 모터의 진동 모드를 나타낸다. G_v , K_t , J_m , ω_p , ζ_p 는 각각 드라이버 게인, 토크 상수(torque constant), 관성(inertia), 감쇠 계수(damping constant), 자연 공진주파수(natural resonance frequency)를 나타낸다. 제어기 설계를 위한 공칭 모델은 다음과 같이 상태공간으로 표현된다.

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) + G_1w(t) \\ y(t) = Cx(t) + G_2v(t) \quad (2)$$

여기서, $w(t)$, $v(t)$ 는 프로세스 잡음과 측정 잡음이며, G_1 , G_2 는 각 잡음이 프로세스와 출력에 얼마나 영향을 주는 것인가를 나타내는 이득이다. 이 논문에서, 공칭 모델 $G_n(s)$ 는 제어기 설계를 위하여 사용되고, 진동 모드까지 고려한 $G_p(s)$ 는 성능 분석을 위해 사용된다.

3. P²/LTR 제어기 설계

전통적인 LQG/LTR에서는 목표 루프 전달 함수(target loop transfer function)와 루프 전달 회복(loop transfer recovery)을 모두 주파수 영역에서 설계하여,

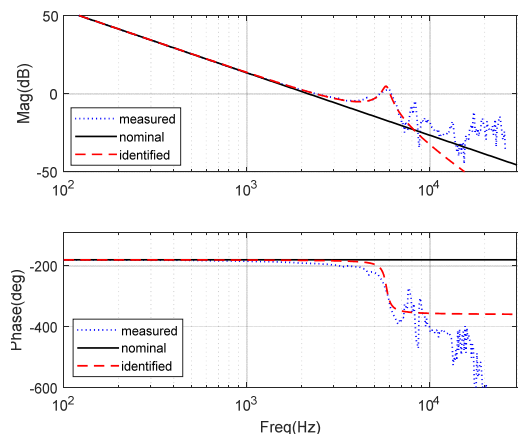


Fig. 1 Plant dynamics

시간 영역에서의 설계 사양(design specification)은 고려될 수 없었다. 이 논문에서는, 그러한 시간 영역에서의 설계 사양을 고려하기 위하여 목표 루프 전달 함수를 시간영역에서 직접 설계한다. 목표 루프 전달 함수와 루프 전달 회복을 위해 다음과 같은 상태 추정기를 사용한다⁴⁾.

$$\begin{aligned} \dot{\bar{x}}(t) &= A\bar{x}(t) + Bu(t) + L(y(t) - C\bar{x}(t)) \\ u(t) &= -K\bar{x}(t) \end{aligned} \tag{3}$$

여기서 K , L 은 각각 상태 궤환 이득과 추정기 이득이다.

3.1 시간영역에서 목표 루프 전달 함수 설계

목표 전달 함수를 설계하기 위하여 Fig. 2와 같은 상태 궤환 시스템을 고려한다. 목표 전달 함수는 플랜트 입력에서 정의될 수도 있고 플랜트 출력에서도 정의될 수 있는데¹³⁾, 이 논문에서는 플랜트 입력에서 정의되었다.

그 이유는 제어기 이득을 계산할 때, 시간 영역에서 설계 사양을 고려하기 위함이다. 즉, 목표 전달 함수 자체를 시간영역에서 설계함으로써, 루프 전달 회복을 통하여 진동이 잘 조절된 폐루프 시스템을 얻고자 한다. Fig. 2에서 정의된 목표 전달 함수 $G_t(s)$ 는 다음과 같이 계산되며

$$G_t(s) = K(sI - A)^{-1}B \tag{4}$$

이 논문에서는 표준 LQG/LTR과 다르게, $G_t(s)$ 를 시간 영역에서 설계한다.

주어진 플랜트 (A , B , C)에 대하여 극점배치법을 사용하며, 2차 시스템의 경우는 식 (5)와 같은 관계식으로 근사화된다.

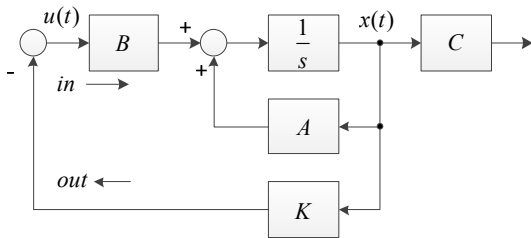


Fig. 2 Loop gain with full state feedback

$$\begin{aligned} \zeta\omega_n t_s &\cong 4.6 \\ \Leftrightarrow \omega_n &\cong \frac{4.6}{\zeta t_s} \end{aligned} \tag{5}$$

여기서 ζ, ω_n, t_s 는 감쇠 계수, 자연 주파수, 그리고 정착 시간(settling time)이다. 여기서 주의할 점은 감쇠 계수와 정착 시간은 분명히 시간영역에서의 설계 사양이다. 위의 계수들을 이용하여, 목표 폐루프 시스템의 극점은 다음과 같이 계산된다.

$$\begin{aligned} 0 < \zeta \leq 1 : p_1, p_2 &= -\zeta\omega_n \pm j\omega_n\sqrt{1-\zeta^2} \\ \zeta > 1 : p_1, p_2 &= -\zeta\omega_n \pm \omega_n\sqrt{\zeta^2-1} \end{aligned} \tag{6}$$

위에서 설계된 두 개의 극점은 목표 폐루프 시스템의 시간 응답을 결정짓고, 그러한 두 개의 극점을 갖는 제어 이득 K 는 극점배치법을 이용하여 설계한다^{4,5)}.

3.2 루프 전달 회복 설계

루프 전달 회복을 위한 추정기 이득 L 은 식 (7)과 같으며

$$L = PC^T(\rho^{-1}R)^{-1} \tag{7}$$

P 는 다음의 대수 리카티 방정식(ARE: algebraic riccati equation)의 해이다.

$$AP + PA^T + Q - PC^T(\rho^{-1}R)^{-1}CP = 0 \tag{8}$$

여기서, $Q = G_1G_1^T = BB^T \in \mathbb{R}^{2 \times 2}$ 은 프로세스 잡음 공분산 행렬이고, $R = \rho^{-1}G_2G_2^T = \rho^{-1} \in \mathbb{R}^{1 \times 1}$ 은 측정 잡음 공분산 행렬이다.

그리고, 식 (3)을 변형하면 제어기 $u(t)/y(t)$ 는 다음과 같고

$$\begin{aligned} \dot{\bar{x}}(t) &= A\bar{x}(t) + Bu(t) + L(y(t) - C\bar{x}(t)) \\ &= A\bar{x}(t) + BK\bar{x}(t) + L(y(t) - C\bar{x}(t)) \\ &= (A - BK - LC)\bar{x}(t) + Ly(t) \end{aligned} \tag{9}$$

$$u(t) = -K\bar{x}(t)$$

이를 주파수 영역에서 표현하면 다음과 같다.

$$G_c(s) = K(sI - AK - LC)^{-1}L \tag{10}$$

그러면, 개루프 전달 함수는 $G_{ol}(s) = G_p(s) \cdot G_c(s)$ 으로 계산된다. 루프 전달 회복은 식 (8)의 ρ 에 의하여 조절될 수 있으며, Fig. 3의 주파수 특성과 Fig. 4의 시간 응답 특성을 모두 고려하여 선택한다.

Fig. 4를 보면 목표 페루프 시스템의 오버슈트가 최소가 되도록 설계하였기 때문에, 루프 전달 회복을 통하여 실제로 설계된 페루프 시스템의 시간응답에는 빠른 응답에도 불구하고 오버슈트는 거의 보이지 않는다. 다만 루프 전달 회복을 강하게 하였을 때는, 플랜트에 내재된 진동 모드 $G_{res}(s)$ 에 의한 진동은 관찰된다.

여러 가지 ρ 를 적용하였을 때 설계된 민감도 함수 (sensitivity function)와 여민감도 함수(complemen-

tary sensitivity)는 Fig. 5에서 보인다. 과도한 루프 전달 회복은 플랜트의 진동 모드를 자극하여 시간응답 특성을 열화시키기 때문에, 그러한 과도하게 큰 ρ 는 선택하지 않는다.

여기서 설계된 민감도 함수를 보면, 저주파 구간에서는 -40 dB/decade의 경사를 갖는다. 이는 시간 응답 특성 개선을 위한 과거에 제안한 설계 방법⁽¹²⁾과는 분명히 다르다. 기존의 방법에서는 진동을 줄이기 위하여 목표 페루프 시스템을 1차 함수로 만들었다. 이는 목표 여민감도 함수의 저주파 특성이 -20 dB/decade로 제한됨을 의미하고, 따라서 저주파 구간에서 외부의 외란이나 진동의 제거 성능이 지금 제안하는 방법 보다는 떨어진다는 것을 의미한다.

이 논문에서 제안하는 방법은 시간 응답 특성도 고려하여 설계할 수도 있다는 점에서 기존의 LQG/LTR과는 분명히 다르다. 물론 일반 LQG/LTR에서도 ρ 값을 조절하여 시간 응답 특성을 느리게 함으로써 오버슈트(overshoot)를 약간 줄일 수도 있을 것이다. 그러나, 목표 전달 함수에서 오버슈트를 줄일 수는 없기 때문에 설계될 페루프 시스템에서도 오버슈트는 나타날 수밖에 없다.

3.3 일반 LQG/LTR과 비교

전통적인 방법의 목표 전달 함수의 제어기 이득은 다음과 같이 계산된다.

$$K = (\alpha^{-1}R)^{-1}B^T P_c \tag{11}$$

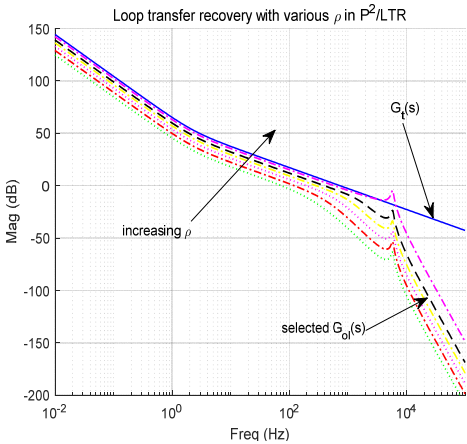


Fig. 3 Loop transfer recoveries for different ρ values in P²/LTR

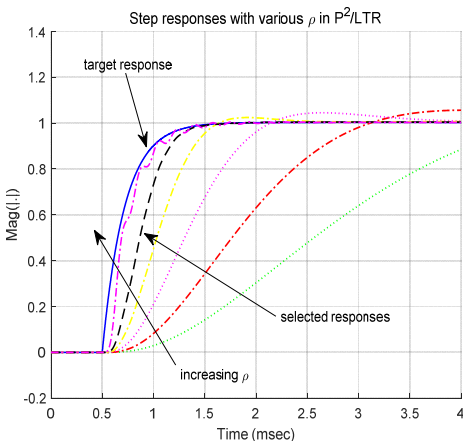


Fig. 4 Step responses for different ρ values of (8) in P²/LTR

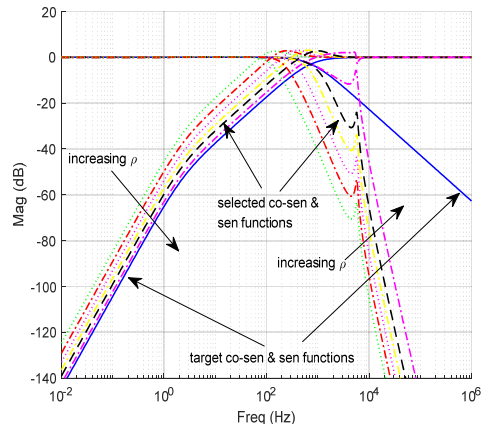


Fig. 5 Sensitivity and co-sensitivity functions in P²/LTR

여기서 P_c 는 다음의 대수 리카티 방정식(ARE: algebraic riccati equation)의 해이다.

$$A^T P_c + P_c A + Q_c - P_c B (\alpha^{-1} R)^{-1} B^T P_c = 0 \quad (12)$$

여기서, $Q = G_1 G_1^T = B B^T \in \mathbb{R}^{2 \times 2}$ 은 프로세스 잡음 공분산 행렬이고, $R = \alpha^{-1} G_2 G_2^T = \alpha^{-1} \in \mathbb{R}^{1 \times 1}$ 은 측정 잡음 공분산 행렬이다.

Fig. 6은 여러 가지 α 를 적용하였을 때의 목표 페루프 시스템의 시간응답이다. 일반 LQG/LTR의 목표 응답에서는 오버슈트를 줄일 수가 없고, 이러한 목표 페루프 시스템의 특성은 나중에 루프 전달 회복시에도 그대로 나타나게 된다. 일단 목표 전달 함수에서 오버슈트가 존재하게 설계가 되면, 루프 전달 회복에

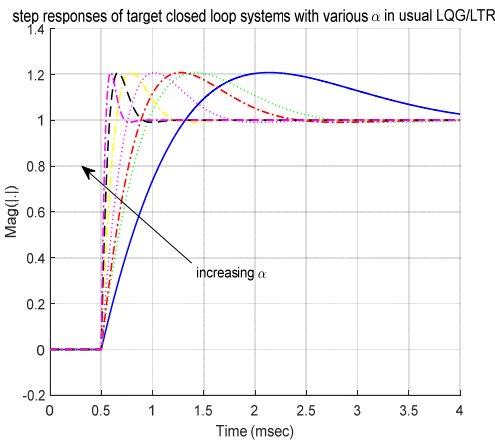


Fig. 6 Target responses for different α values of (12) in LQG/LTR

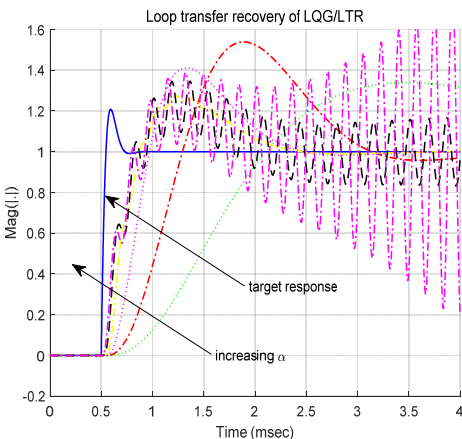


Fig. 7 Designed responses for different α values in LQG/LTR

서도 오버슈트가 존재하는 목표 전달 함수에 수렴하게 하며, 계단 응답 초기에 발생된 강한 고주파 성분이 결국 고주파 진동을 야기시키게 되며 이러한 현상은 Fig. 7에서 보이고 있다.

이러한 진동을 줄이기 위해선, Fig. 6에서 고주파 성분이 덜 야기 되도록 좀 더 느린 시간 응답 특성의 목표 전달 함수를 선택할 수도 있을 것이다. 그러나, 그 목표 전달 함수조차도 이미 오버슈트를 가지기 때문에, Fig. 4와 같은 페루프 응답 특성을 얻을 수는 없다.

4. 안정도 강인성

제어기 설계에 사용된 수학적인 플랜트 모델은 실제 플랜트와 차이가 있고, 그러한 불확실성이 존재할 때 안정도를 확인하고자 한다.

정리: 스몰 게인 이론(small gain theorem)

불확실성이 $|\Delta|_\infty < 1$ 을 만족하고 공칭 페루프 시스템이 안정하며 식 (13)을 만족한다면, Fig. 8에서 나타내는 페루프 시스템은 항상 안정(stable)하다⁽¹⁴⁾.

$$\|N_{Y_d W_d}\| = \sup_{\omega} \{ \bar{\sigma} [N_{Y_d W_d}(j\omega)] \} < 1 \quad (13)$$

Fig. 1을 보면, 모델 불확실성은 5 kHz 이상에서 많이 나타나며 100 Hz 이하에서는 거의 나타나지 않는다. 그러므로 이 논문에서는 다음과 같은 덧셈형 불확실성을 정의하여 안정도 강인성을 분석한다.

$$W(s) = g \cdot \frac{s/z + 1}{s/p + 1} \quad (14)$$

여기서, g, z, p 은 각각 불확실성 주파수 영역의 이득,

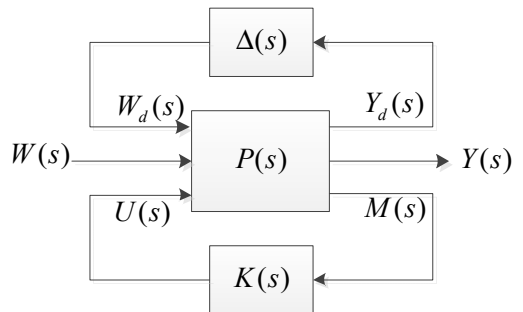


Fig. 8 Unstructured uncertainty model for robustness analysis

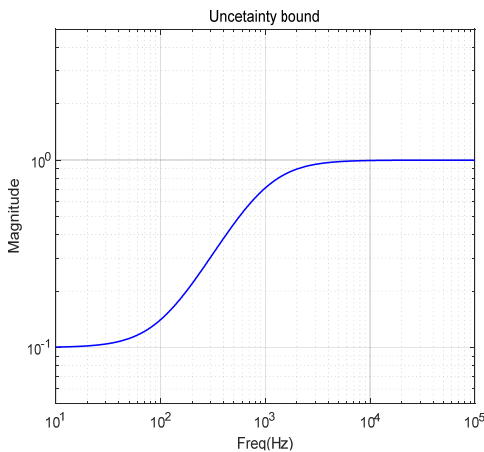
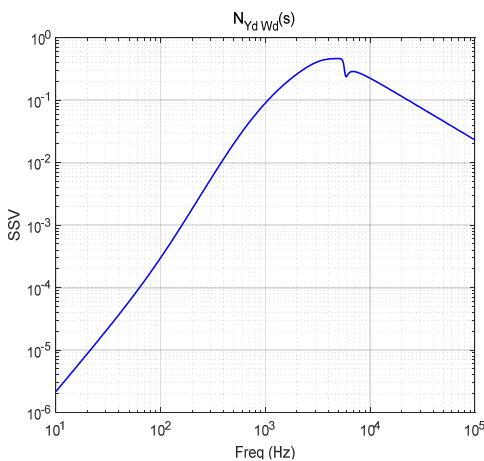


Fig. 9 Uncertainty bound

Fig. 10 Plot of $\bar{\sigma}[N_{Y_d W_d}(j\omega)]$

영점, 극점이고 Fig. 8에 표현하였다. 이 함수는 100 Hz 이하의 영역에서의 불확실성은 10% 이내로, 1 kHz 이상에서는 100% 이내로 불확실성이 존재한다고 가정하고 설계였다. 이러한 설계 파라미터를 이용한 식 (14)의 주파수 응답을 Fig. 9에 보인다.

Fig. 8에서, $N_{Y_d W_d}$ 는 다음과 같이 계산된다.

$$N_{Y_d W_d}(s) = -\frac{W(s)G_c(s)}{1+G_p(s)G_c(s)} \quad (15)$$

$$= -\frac{W(s) \cdot K(sI - AK - LC)^{-1}L}{1 + C(sI - A)^{-1}B \cdot K(sI - AK - LC)^{-1}L}$$

그리고 식 (15)를 이용하여 모든 주파수 구간에서

의 측정된 응답특성을 Fig. 10에서 보인다. 측정된 주파수 응답의 크기는 모든 주파수 영역에서 1보다 작으므로 식 (13)을 만족하고, 이는 제안한 방법은 안정도 강인성을 유지한다고 말할 수 있다.

5. 결론

LQG/LTR은 고주파 성분의 불확실성을 억제하여 안정도 강인성을 얻을 수 있는 주파수 영역에서의 설계 방법이다. 이러한 특징 때문에 설계된 페루프 시스템의 특성은 시간 영역에서 설계 파라미터를 만족시키는데 한계가 있다. 이 논문은 그러한 한계를 극복하고자 새로운 방법인 P²/LTR(pole placement/ LTR)을 제안하였다. 여기서 제안하는 방법은 주파수 영역과 시간영역에서의 설계 사양을 동시에 만족시킬 수가 있다.

이 논문에서 목표 전달 함수는 시간 영역에서 설계 사양을 만족하도록 설계하여, 진동이나 오버슈트가 최소화되도록 설계하였다. 이는 나중에 루프 전달 회복 과정에서 진동이 최소화되도록 하기 위함이다. 그리고, 주파수 영역에서 루프 전달 회복을 이용하여 안정도 강인성을 획득하였다. 또한 덧셈형 불확실성을 설계된 공칭 모델에 적용하여 설계된 제어기가 안정도 강인성을 유지함을 보였다.

References

- (1) Ohnishi, K., 1987, A New Servo Method in Mechatronics, Trans. of Japanese Society of Electrical Engineers, Vol. 177-D, pp. 83~86.
- (2) Suh, S. M., 2010, Unified H[∞] Control to Suppress Vertices of Plant Input and Output Sensitivity Function, IEEE Transactions on Control Systems Technology, Vol. 18, No. 4, pp. 969~975.
- (3) Suh, S. M., 2018, Estimation Error Based Disturbance Observer Design for Flexible Loop Shaping, Electronics, Vol. 7, No. 12, pp. 358~371.
- (4) Franklin, G. F., Powell, J. D. and Emami-Naeini, A., 2002, Feedback Control of Dynamic Systems, 4th Edition, Prentice-Hall.
- (5) Kuo, B. C., 1987, Automatic Control Systems, 5th Edition, Prentice-Hall.
- (6) Athans, M., 1986, A Tutorial on the LQG/LTR

Method, Proceeding of the American Control Conference, Seattle, WA, pp. 1289~1296.

(7) Stein, G. and Athans, M., 1987, The LQG/LTR Procedure for Multivariable Feedback Control Design, IEEE Transactions on Automatic Control, Vol. 32, No. 2, pp. 105~114.

(8) Suh, S., Chung, C. C. and Lee, S.-H., 2001, Discrete-time LQG/LTR Dual-stage Controller Design in Magnetic Disk Drives, IEEE Transactions on Magnetics, Vol. 37, No. 4, pp. 1891~1895.

(9) Andani, M. T., Pourgharibshahi, H., Ramezani, Z. and Zargarzadeh, H., 2018, Controller Design for Voltage-source Converter Using LQG/LTR, IEEE Texas Power and Energy Conference.

(10) Neves, G. P., Barbosa, F. S., Costa, P. S. and Angélico, B. A., 2016, Discrete Time LQG/LTR Applied to a Practical Quadruple Tank System, IEEE Conference on Control Applications.

(11) Bhadu, M., Senroy, N., Kar, I. N. and Sudha, G. N., 2015, Robust Linear Quadratic Gaussian-based Discrete Mode Wide Area Power System Damping

Controller, IET Generation, Transmission & Distribution, Vol. 10, No. 6, pp. 1470~1478.

(12) Suh, S. M., 2010, Vibration-free Control of Double Integrator Typed Motor via Loop Transfer Recovery, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 20, No. 10, pp. 900~906.

(13) Lewis, L. L., 1992, Applied Optimal Control and Estimation, Prentice-Hall2.

(14) Burl, J. B., 1999, Linear Optimal Control, Addison-Wesley.



Sangmin Suh received the B.S., M.S. and Ph.D. degree in electronics engineering from Hanyang University of Seoul Korea in 1991, 1994, and 2003 respectively. From 1994 to 1999, he has been with Daewoo telecom. Since 2003, he is currently with Samsung electronics. His current research interests include control theory, convex optimization, CNN based vision, and reinforcement learning.

에어컨 실내기 냉매 소음의 정량적 평가 인덱스 개발

Development of Refrigerant-induced Noise Quantitative Index for Air Conditioner Indoor Unit

정운창* · 오재웅†
Un-Chang Jeong* and Jae-Eung Oh†

(Received July 10, 2019 ; Revised July 10, 2019 ; Accepted July 22, 2019)

Key Words : Refrigerant-induced Noise(냉매소음), Noise Quantitative Index(소음 평가 인덱스), Air Conditioner Indoor Unit(에어컨 실내기)

ABSTRACT

In this study, the objective and subjective sound quality of refrigerant-induced noise from air conditioner indoor units are conducted, particularly on the noise of two-phase flow, which is the main refrigerant-induced noise in air conditioner indoor units. To this end, Zwicker's parameters were determined for an objective evaluation of two-phase flow noise via signal processing. In addition, virtual sound sources were produced such as the amplification of noise level, frequency shift, and increase/decrease in playback time. Sound quality evaluation was performed on the virtual sound sources, and a multiple regression equation was established using the objective evaluation parameters. Finally, a sound quality index with more than 90 % reliability is established through statistical processing and objective and subjective sound quality assessment of virtual sound.

1. 서 론

가전제품은 소비자의 생활 환경에 많은 영향을 끼친다. 특히, 최근 생활수준의 향상으로 가전제품의 음질 및 소음 성능은 제품 선택의 주요한 요인이 되었다. 따라서 가전제품에서 발생한 소음 및 진동은 소비자들에게 불쾌감을 주기때문에 제품 개발 시 중요한 요소로 간주된다⁽¹⁻³⁾.

가전제품 중 에어컨은 소비자의 주요 생활 환경에 설치되어 소음 발생시 저소음에 대한 요구가 많다⁽⁴⁾. 이에 따라 제조업체들은 소음 저감 대책에 많은 노력을 기울이고 있다. 이런 많은 저감대책으로 인해 낮은 음압을 만족시키는 제품을 개발하였으나 소비자의

음질에 대한 불만족은 여전히 제기되고 있다. 에어컨 실내기의 소리의 만족도는 단순히 작동 시 음압에 의해 결정되는 것이 아니라 소비자의 심리를 고려한 음질요소에 의해 표현되기 때문에 심리음향을 고려한 에어컨 실내기의 연구가 필요하다.

이러한 낮은 음압임에도 불구하고 소비자들에게 불쾌함을 주는 소음은 대표적으로 냉매에 의한 소음이 있다. 에어컨의 냉매란 열을 이동시키기 위한 매체로 냉매는 열 전달을 위하여 증발, 압축, 응축 및 팽창을 반복하게 되는데, 이때, 냉매의 비선형적인 상변화에 의해서 이상유동이 생기게 된다. 이에 따라 유동 패턴이 달라지고 다양한 소음이 발생하게 된다. 근래에는 Monahna⁽⁵⁾ 및 Krepper⁽⁶⁾ 등에 의해 이상유동의 예측 및 분류에 관한 연구가 이루어졌으며 이러

† Corresponding Author ; Fellow Member, Hanyang University
E-mail : jeoh@hanyang.ac.kr

* Member, Dept. of Autonomotive Engineering, Honam University

‡ Recommended by Editor Soo Il Lee

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

한 이상유동의 예측과 소음의 평가가 Heo⁽⁷⁾에 의해 진행되었다. 하지만 이런 냉매에 의한 음압레벨의 평가만 이루어졌을 뿐 사람의 감성을 고려한 음질 평가는 이루어지지 않고 있다.

음질은 심리 음향적 파라미터인 Zwicker's parameter를 이용하여 평가한다⁽⁸⁾. Zwicker에 의해 제안된 loudness, sharpness, fluctuation strength, tonality, roughness를 통해 세탁기, 냉장고 등 여러 가전제품의 경우 이러한 방법을 통해 음질 평가를 수행한 연구가 있다^(1,9). 하지만 에어컨의 냉매 소음의 경우 정확한 발생 메커니즘이 규명되지 않아 음질 평가를 위한 소음 데이터의 확보가 어렵다.

따라서 이 연구에서는 에어컨 실내기에서 발생하는 냉매 소음을 대상으로 소비자들의 객관적, 주관적 음질평가를 수행한다. 특히, 에어컨 실내기의 주요 냉매 소음인 slug류의 소음에 대한 연구를 수행한다. 이를 위해 소음 레벨의 증폭, 주파수 변경 등 가상음원 제작을 수행하고, 신호처리 기법을 통하여 slug류 냉매 소음의 객관적 평가에 적합한 Zwicker's parameter를 결정하였다. 최종적으로 가상음에 대한 객관적 및 주관적 음질 평가를 실시하고 통계처리를 통하여 90% 이상의 신뢰도를 갖는 음질 인덱스 구축을 수행한다.

2. 소음의 측정 및 음질 분석

2.1 소음 측정

에어컨의 냉매 유동 소음을 측정하기 위하여 microphone(B&K Type 4189)과 FFT analyzer(Muller-BBM PAK-MK II)를 사용하였다. 냉매 유동 소음 측정 대상 에어컨은 가장 일반적인 wall mount model로 선정하였다. 에어컨에서 발생하는 냉매 유동 소음을 무향실에서 측정하였다. 냉매 유동 소음 측정을 위한 실험 장치를 Fig. 1에 나타내었다. 소음은 일반적으로 에어컨 소음 측정에 사용되는 표준인 에어컨 정면으로부터 거리 1m, 높이 0.8m를 떨어진 곳에서 측정하였다(Fig. 1).

에어컨의 여러 가지 작동상태 중 다양한 냉매 유동 소음이 발생하는 defrost 상태로 하였다. 에어컨의 운전 시간은 600초로 하여 slug류 냉매 유동 소음이 발생할 수 있도록 하였다.

2.2 음질 분석

음원을 취득하여 slug류의 냉매 소음이 발생하는

구간에 대해 실시간으로 주파수 분석을 실행하였다.

Slug류의 냉매소음의 주요 주파수 대역은 전문가들이 청음평가를 수행하여 발생한 시간 대역을 구분하여 선정하였다. 약 200초~300초 사이에 slug류가 발생한다고 평가하였으며 300초~400초에서는 slug류가 발생하지 않는다고 평가하여, 주요 주파수 대역은 270 Hz~1870 Hz 대역으로 확인되었다(Fig. 2). Slug류 냉매 소음의 음질을 분석하기 위하여 냉매 소음이 발생하는 구간에 band pass filter를 적용하고 Zwicker's parameter를 계산하였다. Band pass filter 적용 전후를 비교하여 slug류를 나타내는 Zwicker's parameter를 선정하였다. Zwicker's parameter는 음지 평가 시 객관적인 수치를 제공하기 위해 사용된다(Table 1). Zwicker's Parameter를 계산하기 위해 상용 음질 분석 프로그램인 Head Acoustics의 Artemis를 이용하여 음질 분석을 수행하였다.

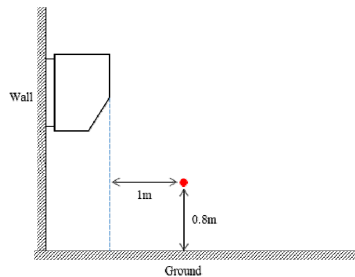
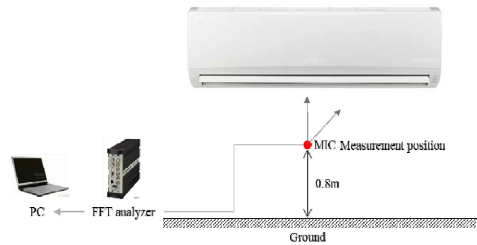


Fig. 1 Experimental setup

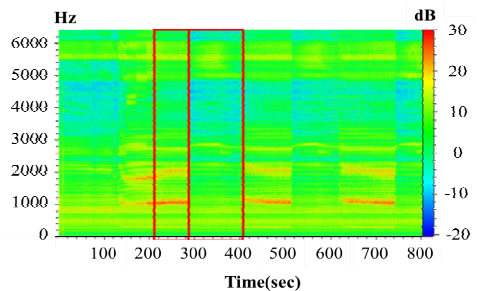
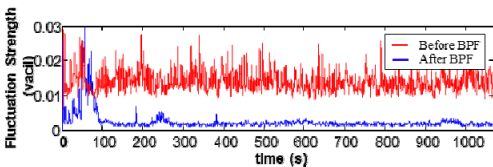


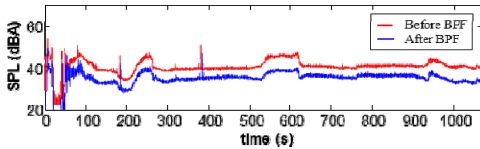
Fig. 2 Spectrogram of air conditioner indoor unit noise

Table 1 Zwicker’s parameters

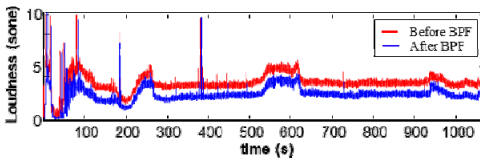
Parameter (unit)	Equation
Loudness (sone)	$N' = 0.08 \left(\frac{E_{TQ}}{E_o} \right)^{0.23} \left[\left(0.5 + 0.5 \frac{E}{E_{TQ}} \right)^{0.23} - 1 \right] \frac{sone}{Bark}$
Sharpness (acum)	$S = C \int_0^{24bark} N(z)g(z)zdz \frac{acum}{sone}$ $C = \frac{1}{\ln \left(\frac{N}{sone \times 20} + 1 \right)}$
Roughness (asper)	$R(z) = 0.0003 \cdot f_{mod}(z) \cdot \Delta L_E(z) \cdot \Delta z$
Fluctuation strength (vacil)	$F(z) = \frac{0.032 \cdot \Delta L(z) \cdot \Delta z}{f_{mod}(z)/4 + 4/f_{mod}(z)}$
Tonality (tu)	$\omega_{sp} = \frac{\sqrt{[r \cos(\theta) - \hat{r} \cos(\hat{\theta})]^2 + [r \sin(\theta) - \hat{r} \sin(\hat{\theta})]^2}}{r + \hat{r}}$



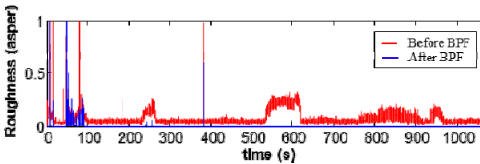
(a) Fluctuation Strength



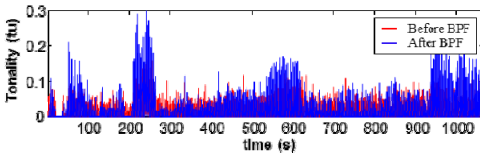
(b) SPL



(c) Loudness



(d) Roughness



(e) Tonality

Fig. 3 Applying a BPF to noise

BPF 적용 전 신호처리 결과에서는 나타나지 않았던 특성이 fluctuation strength에서 나타나는 것을 알 수 있다(Fig. 3). Slug류의 저주파 변동 성분을 fluctuation strength가 잘 나타냄을 확인하였다.

3. 인덱스 구축을 위한 청음평가

3.1 가상음 제작

측정을 통해 얻은 소음을 상용 소프트웨어인 Sound Forge 8.0을 이용하여 가상음을 제작하였다. 가상음은 Table 2와 같이 제작하였다. 주파수 대역 레벨의 변화는 8수준으로 음원을 제작하였고, 발생 주파수의 변화는 4수준, 변동 주기의 변화도 4수준으로 가상음을 제작하였다.

가상음에 대한 Zwicker’s parameter별 객관적 평가 결과는 Table 3과 같다.

에어컨 실내기의 slug류 레벨 변화 가상음은 loudness, roughness가 민감하게 변화하며 sharpness를 제외한 대부분 파라미터들이 변화 특성을 잘 나타냄을 알 수 있다. 또한 주파수 변화의 경우 tonality만이 약간 변화한 것을 알 수 있다. 마지막으로 재생속도 변화의 경우 fluctuation strength와 tonality가 특성을 잘 나타냄을 알 수 있다.

Table 2 Virtual noises

Source	Explanation
1	Reference sound
2	Overall level -12 dB
3	Overall level -9 dB
4	Overall level -6 dB
5	Overall level -3 dB
6	Overall level +3 dB
7	Overall level +6 dB
8	Overall level +9 dB
9	Overall level +12 dB
10	Freq. × 0.8
11	Freq. × 0.9
12	Freq. × 1.1
13	Freq. × 1.2
14	Time × 0.25
15	Time × 0.50
16	Time × 2.00
17	Time × 4.00

Table 3 Objective evaluation of virtual noises

Source	Explanation	Loudness	Fluctuation	Roughness	Sharpness	Tonality
1	Reference sound	1.320	0.0094	0.1340	1.480	0.0633
2	Overall level -12 dB	0.3840	0.0079	0.0000	1.740	0.0351
3	Overall level -9 dB	0.6110	0.0083	0.0001	1.690	0.0447
4	Overall level -6 dB	0.8760	0.0091	0.0067	1.620	0.0543
5	Overall level -3 dB	1.170	0.0951	0.0561	1.540	0.0599
6	Overall level +3 dB	1.480	0.00965	0.2180	1.430	0.0662
7	Overall level +6 dB	1.910	0.0104	0.3990	1.390	0.0661
8	Overall level +9 dB	2.460	0.0112	0.6470	1.390	0.0651
9	Overall level +12 dB	3.130	0.0123	0.8370	1.410	0.0634
10	Freq. × 0.8	1.290	0.00952	0.1090	1.500	0.0568
11	Freq. × 0.9	1.30	0.0105	0.1300	1.470	0.0574
12	Freq. × 1.1	1.340	0.00987	0.1530	1.460	0.0558
13	Freq. × 1.2	1.320	0.00913	0.1440	1.460	0.0589
14	Time × 0.25	1.280	0.0132	0.1390	1.290	0.0521
15	Time × 0.50	1.410	0.0099	0.1860	1.390	0.0551
16	Time × 2.00	1.430	0.00848	0.1830	1.430	0.066
17	Time × 4.00	1.440	0.0109	0.1970	1.390	0.0597

3.2 청음평가

가상음에 대한 주관적 음질 평가를 수행하기 위하여 암소음의 영향을 줄이기 위해 청음 평가실에서 수행하였다. 또한 청력의 문제가 없는 사용자 48명을 대상으로 4명씩 12그룹으로 나누어 실험을 수행하였다. 또한 스피커를 이용하여 청음평가를 수행할 경우 음의 왜곡이 발생 할 수 있기 때문에 헤드폰을 사용하여 실험을 수행하였다. 음원은 각 음원별 10초간 재생하여 청음 후 평가하였다. 평가 방법으로는 평정 척도법을 사용하였다. 평정 척도법은 피험자에 의해 아주 판단이 쉽고 한편 일상 생활에 사용되는 언어로 판단이 요구되어지기 때문에 소음의 허용 기준을 고려하는데 있어서나 영향 정도를 파악하는데 유용하다. 또한 계류효과를 고려하기 위해 가장 낮은 수준과 가장 높은 수준의 음원을 먼저 제시하고, 판단의 기준으로 삼을 수 있도록 하였다. 음원은 불규칙하게 제시하여 2번의 반복 시험을 수행하였다.

2회의 반복 시험 후 각 평가 결과간 상관도 분석을 통하여 0.7 이상의 상관도를 가지는 평가자의 결과를 신뢰성이 있다고 판단하여 인덱스 구축에 사용하였다.

4. 음질 인덱스 구축 및 검증

4.1 상관도 분석

가상음의 Zwicker's parameter를 이용한 객관적 평

가결과와 청음평가의 주관적 평가 결과의 상관관계를 확인하기 위해 상용통계프로그램인 Minitab을 이용하여 분석을 수행하였다.

Table 3에 정리한 것과 같이 상관도 분석결과는 loudness와 fluctuation strength가 높은 것을 알 수 다. 여기서 상관관계 값이 1에 가까울수록 높은 상관관계를 나타낸다.

2.2절의 신호처리를 통해 소음원의 특성을 잘 반영한 파라미터는 fluctuation strength으로 나타났으나 상관도 분석의 결과 loudness가 가장 크고 다음으로 fluctuation strength 순이었다. Loudness는 가청주파수 내에서 주파수레벨이 높아질수록 커지며, fluctuation strength는 20 Hz 미만 영역의 주파수 변조 특성을 나타낸다. 이는 변동하는 slug류의 소음은 fluctuation strength에 의해 특성이 규정되고 전체적인 overall level을 증가시키면 더욱더 소비자들은 변동 폭이 커져 소음을 불쾌하게 느끼는 것을 알 수 있다.

4.2 회귀 분석을 이용한 음질 인덱스 구축

회귀분석은 변수들 사이의 인과관계를 규명하고자 하는 분석방법으로 변수의 선정이 중요하다. 먼저 변동하는 특성을 나타내는 fluctuation strength를 단일 변수로 하여 회귀식을 구축하였다.

$$Index = -6.52 + 1256 \times Fluc.Strength \quad (1) \\ (R^2 = 95.5)$$

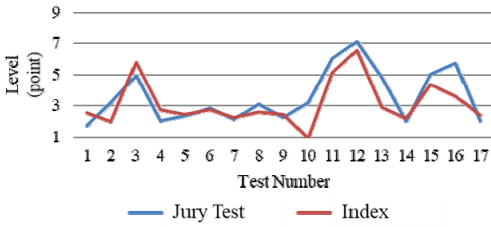


Fig. 4 Validation of index

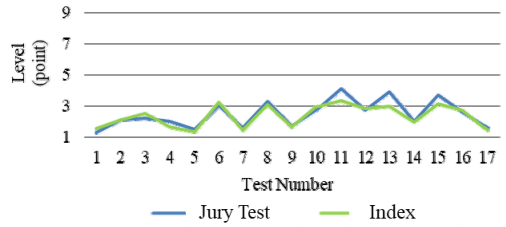


Fig. 5 Validation of index after applying BPF

단일회귀식 구축 결과 가상음에 대한 fluctuation strength 양의 상관관계를 나타내므로 fluctuation strength의 계수가 양수를 나타내게 된다.

다음으로 신뢰도를 더욱 향상시키기 위해 높은 상관관계를 갖는 변수인 loudness를 다른 하나의 변수로 삼아 다중 회귀식을 구축해보았다. 일반적으로 다중 선형 회귀모형은 단순선형회귀 식보다 신뢰도를 높일 수 있는 것으로 알려져 있다. 따라서 주관적 평가와 높은 상관도를 갖는 loudness와 fluctuation strength를 사용하여 다중 회귀식을 구축하였다.

$$Index = -2.80 + 47 \times Fluc.Strength + 0.233 \times Loud. \quad (2)$$

$(R^2 = 99.4)$

다중회귀식을 이용하여 신뢰도를 더욱 향상시킬 수 있었다. 다음으로는 구축된 음질 인덱스의 타당성 검토를 위해 새로운 소음에 적용하여 주관적 평가결과와 비교를 할 필요가 있다.

4.3 음질 인덱스의 타당성 검증

구축된 에어컨 실내기 slug류 냉매 소음의 음질 인덱스의 실제 적용 가능성을 타진하기 위해 새로운 소음에 적용해 보았다. 소음은 앞서 인덱스 구축을 위한 측정 방법과 동일하게 측정하였다. 또한 청음평가도 앞서 음질 인덱스를 구축하는 방법과 동일하게 수행하였다.

수행결과는 Fig. 4에 나타내었다. 소음이 발생하지 않는 구간에서는 음질 인덱스와 주관적 평가 모두 낮은 점수를 보였으며 소음이 발생하는 구간에서는 주관적 평가와 음질 인덱스의 값이 모두 높아지는 것을 알 수 있다.

또한, 이 두 가지의 평가방법의 결과는 0.84의 높은 상관도를 갖는 것을 알 수 있었다.

구축된 인덱스의 신뢰도보다 낮은 상관성을 보인

이유로는 측정된 소음에서 다양한 소음원들이 있었으며 주관적 평가 시 다른 소음과 구별하지 못하는 비전문가 집단이므로 결과에 영향이 있었을 것으로 추정된다.

따라서 slug류의 특성이 반영된 BPF를 소음에 적용하여 타당성 검증을 수행하였다(Fig. 5) 그 결과 인덱스 점수와 주관적 평가 점수의 상관도가 0.91로 매우 높아지는 것을 알 수 있었다.

5. 결 론

이 연구에서는 에어컨 실내기에서 발생하는 냉매 소음을 대상으로 소비자들의 객관적, 주관적 음질평가를 수행하였다. 특히, 에어컨 실내기의 주요 냉매 소음인 slug류의 소음에 대한 연구를 수행하였다. 이를 위해 slug류에 영향을 미치는 주관적 평가 파라미터를 규명하였고, 소음 레벨의 증폭, 주파수 변경 등 가상음원 제작을 수행하였다. 제작된 가상음원에 대하여 음질평가를 수행하여 주요 객관적 평가 파라미터를 이용하여 다중회귀식을 구축하였다. 구축된 음질 인덱스의 타당성을 검토하기 위해 새로운 측정 소음에 대해 평가를 실시하였다. 최종적으로 가상음에 대한 객관적 및 주관적 음질 평가를 실시하고 통계처리를 통하여 90% 이상의 신뢰도를 갖는 음질 인덱스 구축을 수행하였다.

이 연구를 통해 얻은 결론은 다음과 같다.

첫째, slug류의 소음은 변동특성이 큰 소음으로 심리 음향학적 파라미터인 fluctuation strength가 가장 이를 잘 반영하는 요소인 것을 알 수 있었다.

둘째, 제작된 가상 소음에 대한 청음평가 결과와 심리음향학 파라미터의 관계는 loudness와 fluctuation strength 순으로 나타났다. Loudness는 변동 하는 소음의 overall level이 증가하면 더욱 변동이 큰 것으로

느껴지는 것을 알 수 있었다.

셋째, 측정된 소음에 slug류 소음의 주요 주파수 대역의 band pass filter를 적용하여 slug류에 대한 타당성을 검토 시 상관관계가 90 % 이상의 결과를 얻을 수 있었다. 이를 이용하여 에어컨 실내기 slug류의 소음 평가에 대한 적용가능성을 검증하였다.

후 기

이 연구는 2018년도 호남대학교 교내연구과제의 지원을 받아 수행되었음.

References

- (1) Kim, H. S., Park, S. G., Kang, G. H., Lee, J. Y. and Oh, J. E., 2007, The Analysis of Noise Contribution about Drum Washer under Dehydrating Condition Using Multi-dimensional Spectral Analysis, Journal of Sound and Vibration, Vol. 17, No. 11, pp. 1056~1063.
- (2) Oh, J. E., Lee, J. Y., Hong, J. H., Lee, H. S. and Lee, J. H., 1998, A Study on the Evaluation of Noise Contribution and Counterplan about the Mechanical Structure Using Multi-dimensional Spectral Analysis and Vector Synthesis Method, Proceedings of the KSPE 1998 Annual Autumn Conference, pp. 515~519.
- (3) Jung, D. H., Park, S. G., Noor, F., Lee, Y. Y. and Oh, J. E., 2007, The Sound Quality Evaluation and Preference Analysis of Vacuum Cleaner, Proceedings of the KSNVE 2007 Annual Autumn Conference, pp. 1297~1301.
- (4) Lee, J. H., 2010, A Study on the Process of Sound Quality Evaluation of Air-conditioner Indoor Unit,

M.S. Thesis.

- (5) Monahan, S. M. and Vitankar, V. S., 2005, CFD Predictions for Flow-regime Transitions in Bubble Columns, American Institute of Chemical Engineers, Vol. 51, No. 7, pp. 1897~1923.
- (6) Krepper, E., 2008, The Inhomogeneous MUSIG Model for the Simulation of Polydispersed Flows, Nuclear Engineering and Design, Vol. 238, No. 7, pp. 1690~1702.
- (7) Heo, S. J., 2011, Prediction of Two-phase Flow Patterns and Noise Evaluation for Evaporator Pipe in a Refrigerator, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 21, No. 10, pp. 916~923.
- (8) Zwicker, E. and Fastl, H., 1999, Psycho-acoustics Facts and Models, 2nd Edition, Springer.
- (9) Jeong, J. E., Yang, I. H., Park, G. D. and Oh, J. E., 2010, Case Study for Sound Quality Index of Vacuum Cleaner' Operating Noise, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 20, No. 12, pp. 1223~1228.



Jae-Eung Oh received his B.S. from Hanyang University(1975), M.S. from Yokohama National University(1980) and Ph.D. degree in Environment Engineering from the graduate school from the Tokyo Institute of Technology(1983) with his thesis in the area of Noise & Vibration and Signal Processing. Since 1985, he has been a Member of Korean Society for Noise and Vibration Engineering.

가변형 Magneto-rheological Elastomer 동흡진기의 설계

Design of Variable Magnetic-rheological Elastomer-based Dynamic Vibration Absorber

정운창* · 오재웅†
Un-Chang Jeong* and Jae-Eung Oh†

(Received July 10, 2019 ; Revised July 10, 2019 ; Accepted July 29, 2019)

Key Words : Magneto-rheological Elastomer(자기유변고무), Dynamic Vibration Absorber(동흡진기)

ABSTRACT

Magnetic-rheological elastomer is a smart material that can change its shear modulus. This study suggested magneto-rheological elastomer (MRE)-based dynamic vibration absorber (DVA). The MRE-based DVA can change its stiffness instantly by controlling the magnetic field. To control the magnetic field, a magnetic flux generator was designed using electromagnetic finite element method analysis and the response surface method. Moreover, the shear modulus of MREs was evaluated by being applied to DVA, and the mass of the MRE-based DVA was calculated. Finally, a variable dynamic vibration absorber was manufactured to reduce the vibration according to changes in the magnetic field. The variable performance of the MRE-based DVA was conducted using current control.

1. 서 론

가전 제품 및 자동차 등 소비자의 생활에 밀접한 영향을 미치는 제품들은 경량화와 더불어 진동 및 소음 개선에 대한 요구는 꾸준히 증대되어 왔다. 특히 진동 및 소음의 저감을 위해서는 가진원 자체에 대한 대책을 수립하거나 가진원으로부터의 진동 전달을 방지하는 방안이 널리 사용되고 있다. 이와 같은 진동 제어 기술은 구조물의 파손과 공해를 방지할 뿐만 아니라 신뢰성과 내구성을 향상시키는 장점을 지니고 있다.

가진원으로부터의 진동 전달을 방지하려는 목적으로 가장 대표적인 방법이 방진고무이다. 방진고무는 생산성과 적용성 그리고 저비용이라는 여러 장점을 가지고 있으므로 가전 제품 및 자동차 분야에 널

리 사용되고 있다. 방진고무는 형상자유도가 높아 형상, 치수를 조절하면 상하, 좌우, 전후의 3방향 강성을 일정 한계 내에서 자유롭게 설정 가능하다는 특징이 있으며, 금속과 쉽고 견고하게 접착되어 소형 및 경량화가 가능하고 지지방법도 간단하다는 장점을 지니고 있다. 또한, 금속 스프링의 경우에는 고주파 진동에 대해 스프링 자체에서 생기는 탄성진동이 문제가 되며 진동수에 따라서 방진성을 잃을 뿐만 아니라 진동의 증폭 작용까지도 초래하는 경우가 있지만 방진고무는 이러한 단점을 가지고 있지 않다.

하지만 방진고무는 수동적인 방진대책으로써 특정 주파수 대역의 진동을 주로 흡수하는 한계가 있어 보다 넓은 주파수대의 진동을 저감시킬 필요성이 대두되고 있다⁽¹⁾. 이를 위해 최근 기존 상용 방진고무의 제어를 위해 자기반응성입자(magnetic reactive particle)

† Corresponding Author; Fellow Member, Hanyang University
E-mail : jeoh@hanyang.ac.kr

* Member, Dept. of Automotive Engineering, Honam University

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

를 이용한 가변형 물성을 가지는 지능형 소재인 자기유변고무(magneto-rheological elastomer, MRE)에 대한 연구가 국내외에서 진행되고 있다(2-4).

자기유변고무는 자기장의 인가에 따라 전단계수가 변화하는 고무로 가변형 진동 저감 대책으로 각광받고 있다(5-7). 이를 기존의 진동 저감 대책인 동흡진기에 적용한다면 기존의 동흡진기의 단점인 일정한 주파수대역에서의 진동 저감뿐만 아니라 가변하는 입력 주파수에 따라 진동을 저감할 수 있는 가변형 동흡진기를 개발할 수 있을 것이라 기대된다.

따라서 이 연구에서는 기존의 동흡진기에 자기유변고무를 적용하여 가변형 동흡진기를 설계하려 한다. 이를 위해 자기장인가장치를 동흡진기의 질량부로 적용하였고, 자기장 성능과 동흡진기의 성능을 만족하기 위해 반응표면법을 이용하여 형상최적화를 수행하였다.

2. 자기유변고무 적용 동흡진기의 개념 설계

동흡진기는 질량부와 강성부로 구성된다. 질량부와 강성부의 설계를 통해 진동 저감 주파수를 결정하게 된다. 또한, 자기유변고무는 자기장의 세기에 따라서 물성이 변화하므로 자기장 인가 장치가 반드시 필요

하다. 따라서 이 연구에서는 기존의 동흡진기에 자기유변고무를 적용하기 위해서 자기장 인가 장치를 동흡진기의 질량부로 하였다.

동흡진기의 질량부는 Fig. 1과 같이 구성된다. 먼저 자기장이 흐를 수 있도록 폐회로와 솔레노이드 코일 그리고 자기유변고무의 접합부로 구성된다(Fig. 1).

자기유변고무는 자기장 인가에 따라 전단계수가 변화하는 고무로 가변형 동흡진기에 적용 시 전단계수를 가변 할 수 있어야 한다. 따라서 자기유변고무는 Fig. 2와 같이 전단변형을 일으킬 수 있도록 동흡진기의 질량부에 적용된다.

3. 동흡진기의 진동 저감 주파수 선정

동흡진기는 질량부와 강성부로 구성된다. 가변형자기유변고무 적용 동흡진기의 강성부는 자기유변고무의 전단 변형을 이용한다. 또한 자기유변고무는 폐회로로 구성된 자기장인가장치를 필요로 하기 때문에 Fig. 3과 같이 두 개의 자기유변고무를 붙여 동흡진기의 강성부로 하였다.

자기유변고무의 강성을 측정하기 위하여 자기유변고무의 자기장 인가에 따른 강성을 측정하였다.

윤지현(4)은 자기유변고무의 측정 시스템을 구축하여 전단계수를 측정하였다. 전단계수는 FFT analyzer를 이용하여 다음의 수식을 이용하여 도출하였다.

$$G = \frac{2\pi^2 f^2 m h}{A} \tag{1}$$

여기서, G 는 전단계수, f 는 시스템의 2차 고유진동수, m 은 측정 시스템에서 oscillator의 질량, h 는 시편의 두께, A 는 시편의 면적을 말한다. 또한 전단방향의 강성은 다음과 같이 정의하였다.

$$k = 2\pi^2 f^2 m \tag{2}$$

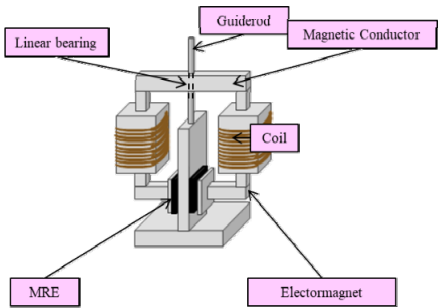


Fig. 1 Concept of magnetic flux generator

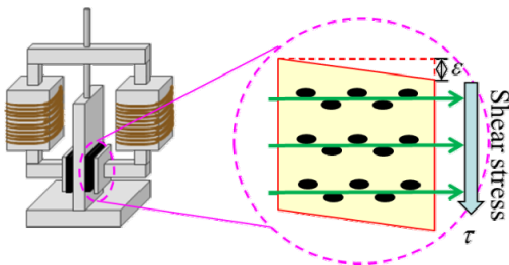


Fig. 2 Shear strain of MRE

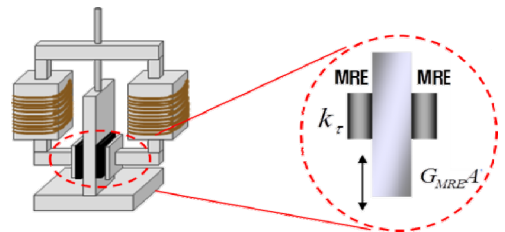
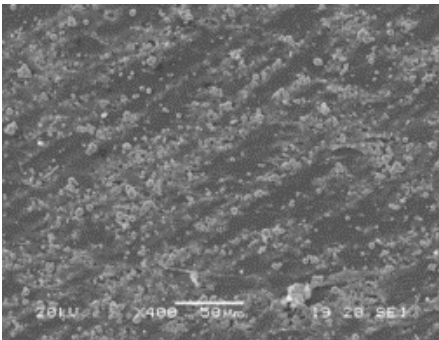


Fig. 3 Application of MRE to DVA

자기유변고무의 강성 측정 방법으로는 측정 시스템에서 2차 고유진동수를 측정하고 식 (2)를 이용하여 자기유변고무의 강성을 구하였다. 이때 2차 고유진동수는 측정 시스템에서 자기유변고무에 의해 변화하는 주파수이다. 실험에 사용된 자기유변고무는 natural rubber(NR)을 기본 매트릭스로 하고 첨가제는 Table 1과 같다. 또한 자기유변고무의 자기반응입자 체적비는 30 %로 선정하고 CIP 체인 사슬이 형성되도록 이방성(anisotropic)으로 배향시켜 인가자기장에 따른 기계적 물성 변화가 가장 크게 하였다(Fig. 4).

4. 반응표면법을 이용한 동흡진기 질량부의 형상 최적화

동흡진기의 질량부는 자기장이 흐르는 컨덕터와 솔레노이드로 구성된다(Fig. 1). 일정한 질량에서 자기장의 세기가 클수록 가변형 동흡진기의 가변 성능 최대가 된다. 따라서 동흡진기의 질량은 윤지현이 실험한 자기장인가장치의 질량과 동일한 질량으로 선정



(a) SEM image of MRE



(b) Specimen

Fig. 4 Magneto-rheological elastomer

하였다. 또한 전류를 인가하여 자기장을 유도할 솔레노이드는 코일의 턴 수는 700회로 솔레노이드 한 개의 질량은 800 g이다. 다음으로 자기장인가장치 중 자기장 컨덕터의 형상을 최적화하기 위해 인자를 Fig. 5와 같이 3개로 결정하였다. 인자의 수준을 결정하기 위해 다음과 같은 가정을 하였다. 자기장의 세기는 단면적의 크기에 가장 민감하므로 x_1 의 값은 제작 가능한 시편의 길이인 1.8 cm 이상 2.0 cm 이하로 결정하였다.

또한 x_3 의 크기가 작을수록 자기장이 강하기 때문에 솔레노이드의 부피를 고려하여 x_3 과 x_1 의 차가 5 cm가 되도록 하였다. 자기유변고무가 삽입되는 부분은 guide 부분과 시편의 두께를 고려하여 0.8 cm가 되도록 고정하였고 재질은 철을 사용하였다. 따라서 부피를 계산하면 다음과 같다.

$$V = x_1^2(2x_2 + 2x_3 - 0.8) \tag{3}$$

앞서 가정을 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} x_1 &= 1.8, 1.9, 2.0 \\ x_3 - x_1 &= 5.0 \end{aligned} \tag{4}$$

식 (3)에 식 (4)를 대입하면 3인자 3수준은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} x_1 &= 1.8, 1.9, 2.0 \\ x_2 &= 9.4, 7.7, 6.2 \\ x_3 &= 6.8, 6.9, 7.0 \end{aligned} \tag{5}$$

이를 활용한 반응표면법의 해석 순서와 상용소프트웨어인 Maxwell을 이용하여 자기장 해석을 진행한 결과는 Table 1과 같다.

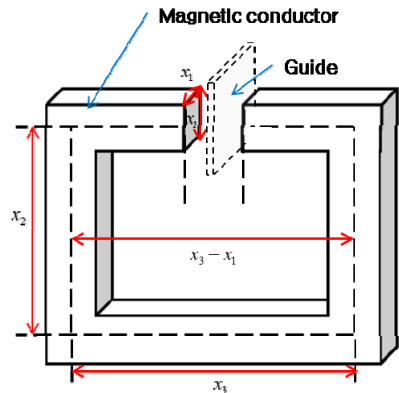


Fig. 5 Design parameters of MFG

Table 1 Electromagnet FEM simulation results

x_1 (cm)	x_2 (cm)	x_3 (cm)	B (mTesla)
1.8	6.2	6.9	687.79
2.0	6.2	6.9	748.95
1.8	9.4	6.9	620.96
2.0	9.4	6.9	673.23
1.8	7.8	6.8	661.85
2.0	7.8	6.8	685.19
1.8	7.8	7.0	653.11
2.0	7.8	7.0	659.88
1.9	6.2	6.8	714.09
1.9	9.4	6.8	657.61
1.9	6.2	7.0	716.36
1.9	9.4	7.0	649.32
1.9	7.8	6.9	699.95
1.9	7.8	6.9	706.95
1.9	7.8	6.9	692.95

여기서 해석 진행 시 코일에 입력한 전류는 4 A이다. 자기장 측정위치는 자기유변고무가 부착될 위치이다.

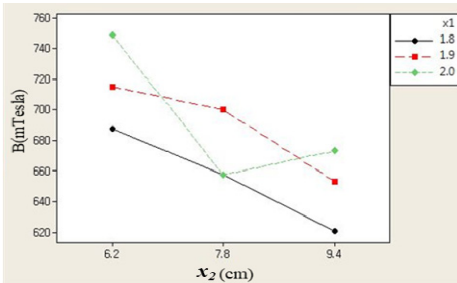
해석결과를 이용하여 2차 다중 회귀식을 도출하였다. 회귀 모델의 결과로 상관계수는 0.87로 회귀 모델의 신뢰성이 높은 것을 알 수 있다.

최종적인 회귀 식은 다음과 같다.

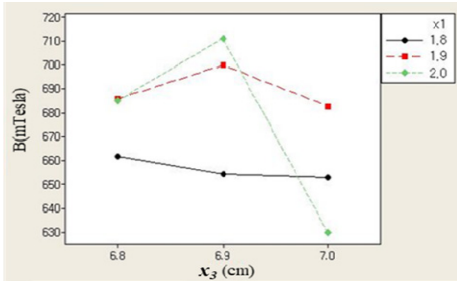
$$\hat{y} = 699.95 + 14.193x_1 - 33.259x_2 - 8.759x_3 - 22.028x_1^2 + 4.81x_2^2 - 20.415x_3^2 - 2.223x_1x_2 - 11.643x_1x_3 - 2.64x_2x_3 \quad (6)$$

다음으로 자기장에 대한 각 인자들의 교호 작용을 확인하였다(Fig. 6).

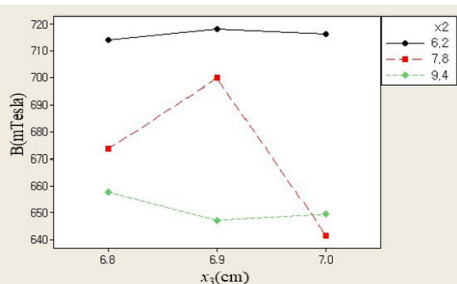
교호 작용 해석 결과로 세 가지 경우 모두 선이 교차하는 부분이 존재하여 인자간 교호 작용이 존재함을 알 수 있다. 각각의 경우를 분석해보면 x_1 이 커지고 x_2 가 작아질수록 자기장 값이 커지는 경향을 보이며, x_1 이 커지고 x_2 가 중간 값을 가질 때 자기장 값이 커지는 경향을 보인다. 마지막으로 x_2 가 작아지고 x_3 가 커질수록 자기장 값이 커지는 경향을 보인다. 따



(a) x_1 and x_2



(b) x_1 and x_3



(c) x_2 and x_3

Fig. 6 Interaction plot between parameters

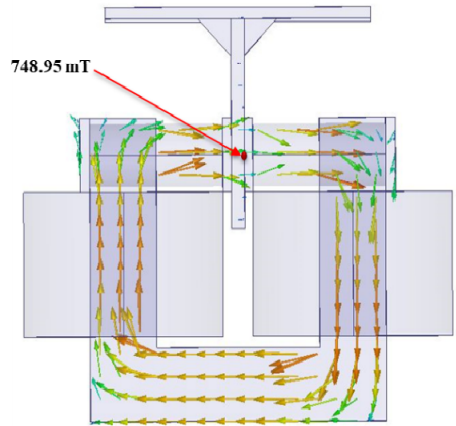


Fig. 7 Result of magnetic field using FEM

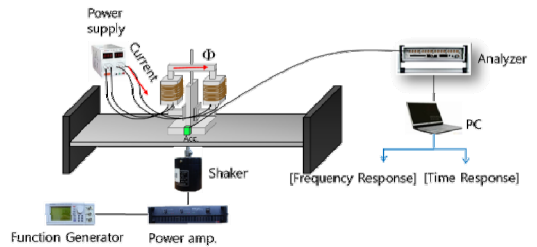


Fig. 8 Experimental setup

라서 x_1 이 커지고 x_2 가 작으며 x_3 가 크면 자기장 값이 커짐을 알 수 있다.

따라서 자기장을 최대로 인가할 수 있는 형상과 좌기장 해석 결과는 Fig. 7과 같다.

5. 가변형 동흡진기의 진동 저감 주파수 측정

가변형 동흡진기의 자기장 인가에 따른 가변 진동 저감 주파수 특성을 파악하기 위한 실험 장치도는 Fig. 8에 나타내었다.

진동 저감 주파수를 가변 시키기 위하여 솔레노이드에 전류를 1 A ~ 4 A까지 1 A 간격을 두고 인가하였다.

이를 통해 자기장을 인가하여 자기유변고무의 전단 강성을 변화 시켰다. 가변형 동흡진기는 양단 고정 정보의 중앙에 설치하였다. 또한, 주파수 응답 함수를 이용하여 진동 저감 주파수를 측정하므로 양단 고정 정보의 아래에 shaker를 설치하였고 전주파수 특성을 규명하기 위해 white noise로 가진 하였다. 측정은 가속도계를 동흡진기의 근접 위치에 설치하여 진동 저

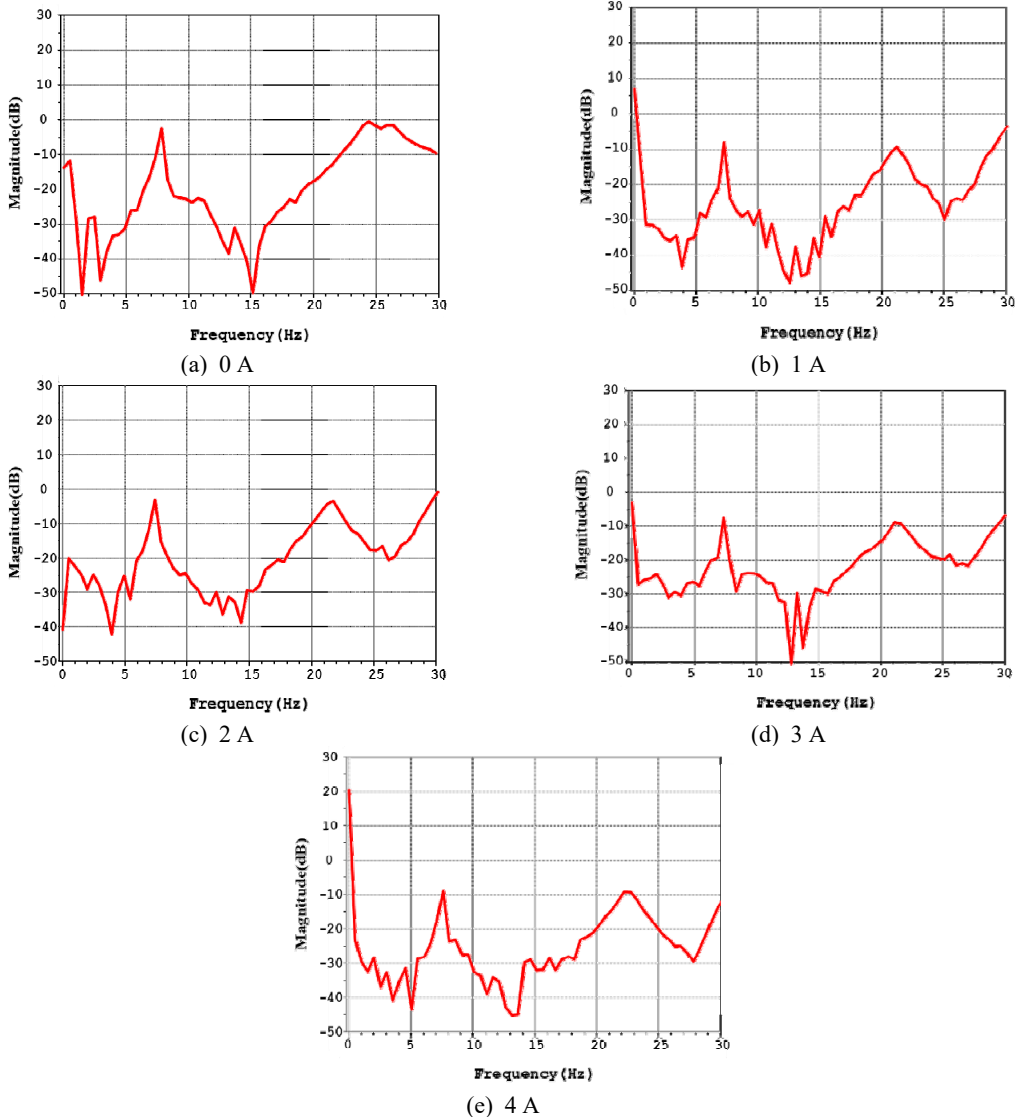


Fig. 9 Vibration reduction results

감 특성을 규명하였다. 측정은 PAK mobile MKII를 사용하였다. 가변하는 주파수 특성을 보여주기 위해 전류를 0 A에서 4 A까지 1 A의 간격으로 인가하여 각각의 진동 저감 주파수를 확인하였다.

가변형 동흡진기의 진동 저감 성능은 Fig. 9와 같다. 진동을 저감하고자 하는 진동 저감 대상체의 주파수는 넓은 대역에서 높은 진동 특성을 가지는 약 24 Hz~27 Hz를 대상으로 하였다. 가변형 동흡진기는 0 A에서 25 Hz에서 진동 저감을 수행하며 약 22 Hz~28 Hz까지의 진동 저감을 수행하는 것을 알 수 있다 (Fig. 9(a)). 또한, 1 A 전류 인가 시 주요 저감 주파수는 약 26.5 Hz로 가변하며, 최종적으로 4 A를 인가하였을 때 28 Hz까지 가변하는 것을 알 수 있다.

위 실험을 통해 가변형 동흡진기는 강성을 가변하게 함으로써 진동 저감 주파수를 가변하는 것을 알 수 있다. 자기유변고무의 강성 변화율이 더 크게 변화 할 수 있다면 가변형 동흡진기의 진동 저감 주파수 대역도 더욱 넓어질 것으로 예상된다.

또한, 동흡진기의 진동 저감 주파수는 질량과 강성으로 조절할 수 있다. 동흡진기의 질량이 작아지면 가변 성능은 커지게 된다. 따라서 동흡진기의 질량부는 최소로 설계하여 동흡진기의 진동 저감 주파수 가변 성능을 최대로 할 필요가 있다.

6. 결 론

이 연구에서는 자기유변고무를 동흡진기에 적용하였다. 이를 통해 진동 저감 주파수가 가변 가능한 동흡진기를 설계하였다. 가변형 동흡진기 설계를 위해 진동 저감 주파수 대역을 선정하였고, 이를 위해 자기유변고무 적용을 위한 설계와 자기인가장치의 반응 표면법을 이용한 형상 최적설계를 수행하였다. 최종적으로 가변형 동흡진기를 제작하여 자기장 변화에 따른 진동저감 주파수 성능을 확인하였다. 가변형 동흡진기의 가변 성능은 12% 가변하는 것을 보였다. 가변 성능은 자기유변고무의 개선 또는 진동 저감 주파수 대역을 조금 더 높은 주파수 대역으로 변경 시 더욱 높은 가변 성능을 보일 것으로 예상된다.

References

- (1) Carlson, J. D. and Jolly, M. R., 2000, MR Fluid, Form an Elastomer Devices, *Mechatronics*, Vol. 10, pp. 555~569.
- (2) Deng, H. X. and Gong, X. L., 2007, Application of Magnetorheological Elastomer to Vibration Absorber, *Nonlinear Science and Numerical Simulation*, Vol. 13, pp. 1938~1947.
- (3) Yoon, J.-H., Jeong, J.-E., Yang, I.-H., Lee, J.-Y. and Oh, J.-E., 2009, Experimental Identification on Shear Modulus of Magneto-rheological Elastomer Based on Silicon Matrix due to Induced Current, *Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference*, pp. 623~624.
- (4) Oh, J.-E., Yoon, J.-H., Yoon, K.-S., Chung, K.-H., Cho, H.-C. and Lee, S.-H., 2008, Measurement of Mechanical Properties of Magneto-rheological Elastomer due to Current and Volume Ratio of Carbonyl Iron Powder, *Proceedings of the KSME fall annual meeting*, pp. 791~794.
- (5) Zhang, X. Z., Li, W. H. and Gong, X. L., 2008, An Effective Permeability Model to Predict Field-dependent Modulus of Magnetorheological Elastomers, *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, Vol. 13, pp. 1910~1916.
- (6) Woodson, H. H. and Melcher, J. R., 1968, *Electromechanical Dynamics*, John Wiley & Sons, Part2, pp. 418~478.
- (7) Davis, L. C., 1998, Model of Magnetorheological Elastomers, *Journal of Applied Physics*, Vol. 85, No. 6, pp. 3348~3351.



Jae-Eung Oh received his B.S. from Hanyang University(1975), M.S. from Yokohama National University(1980) and Ph.D. degree in Environment Engineering from the graduate school from the Tokyo Institute of Technology(1983) with his thesis in the area of Noise & Vibration and Signal Processing. Since 1985, he has been a Member of Korean Society for Noise and Vibration Engineering.

Information for Authors/논문원고 집필요강

- (1) Papers should contain new results of original research and academic contribution to noise and vibration engineering, which hasn't been submitted or published in any other journals.
논문집의 내용은 타 잡지에 투고 또는 발표되지 않은 것으로 소음진동공학과 관련하여 독창적이며 학문적 가치가 높은 것으로 한다.
- (2) Authors who want to submit the paper should be the member of the Korean Society of Noise and Vibration Engineering. However, exceptional case can be made by the society.
논문집에 원고를 투고하고자 하는 자는 한국소음진동공학회 회원을 원칙으로 한다. 단 본 학회에서 인정한 경우는 예외로 한다.
- (3) The manuscript should be written in Korean but English can be accepted.
논문집의 원고는 국어를 원칙으로 하나 경우에 따라 영어로 할 수 있다.
- (4) The acceptance date is the date on that the society office receives the paper. The paper can be cancelled if the revised paper hasn't been returned to the office within one month after the paper was sent to authors for revision.
원고의 접수일은 본 학회에서 접수한 날로 한다. 단 내용의 수정·보충 등의 요구된 원고가 본 학회에서 발송한 날로부터 1개월 이내에 회송되지 않을 경우에는 취소 할 수 있다.
- (5) Authors are responsible for the content of the paper. The copyright of all papers submitted to the journal is transferred to the Korean Society of Noise and Vibration Engineering and authors should submit the consent form(statement of copyright transfer). And it must comply with the code of ethics, research ethics and committee regulations.
원고내용의 책임은 저자가 지며, 제출된 모든 논문의 저작권양도동의서 제출을 통해 저작권을 한국소음진동공학회로 양도함을 동의하고, 윤리헌장, 연구윤리 및 위원회 운영 규정을 준수하여야 한다.
- (6) The corresponding author should be a senior member among authors. If the corresponding author's affiliation is university, he(he) should be a professor. If the corresponding author's affiliation is research institute, he(he) should be a team leader.
논문의 교신저자는 저자중 선임자로 하며, 저자의 소속이 학교인 경우 교수, 연구소 등은 팀장급 이상을 기준으로 한다.
- (7) The decision on the selection of the paper follows the paper review rules.
원고의 채택여부는 별도로 정한 논문심사규정에 따른다.
- (8) Authors of the paper should provide the paper processing fee and publication fee.
논문원고의 저자는 논문게재회비 규정에 따라 소정의 논문관리회비 및 게재회비를 납부해야 한다.

Guide for Authors/논문원고 집필요령

- (1) The manuscript should follow the format(can be downloaded from the web site). The paper can be typed with HWP or MS-Word. The paper should be submitted on-line.
논문원고는 정해진 규격 사이즈로 우리 학회 논문원고 양식(홈페이지에서 다운로드)에 의해 hwp 또는 MS-word로 작성하고, 학회 홈페이지 논문·투고 심사에서 제출한다.
- (2) The paper should be written in Korean. However, the original terminology can be typed side by side with parenthesis to avoid confusion. The loanword orthography follows the government guideline.
논문원고의 용어는 국어로 작성하는 것을 원칙으로 하며, 의미의 혼동이 있을 경우 ()안에 원어로 병기할 수 있으며, 외래어 표기는 정부안에 따른다.
- (3) The manuscript should be organized in the following order: (1) Title (2) Name(s) of author(s) and his/her (their) complete affiliation(s) (3) Key words (4) Abstract (5) Nomenclature (6) Introduction (7) Main body (8) Conclusion (9) References (10) Appendices.
논문의 체제는 다음에 따름을 원칙으로 한다. (1) 제목 (2) 저자명 (3) 주요기술용어(key word) (4) 초록 (5) 기호설명 (6) 서론 (7) 본론 (8) 결론 (9) 참고문헌 (10) 부록 등
- (4) The title should be concise and consist of Korean and English titles. The name of authors should also consist of Korean and English names.
논문의 제목은 간결하게 표시하며 국문과 영문제목을 병기한다. 저자명도 국문과 영문으로 병기한다.
- (5) The abstract should be written in Korean and English not exceeding 600 characters or 250 words.
초록은 국어와 영어로 각각 600자 또는 250단어 범위내에서 작성한다.
- (6) The number should be written in Arabic numeral and the SI unit system should be used.
숫자는 아라비아 숫자를 사용하며, 수량 단위는 되도록 SI 단위를 사용한다.
- (7) Tables and figures of the paper should be arranged in order and inserted into the main body. The title and content of table and figure should be written in English.
논문중의 표 및 그림은 해당면 상단 또는 하단에 순서에 의해 삽입하며, 그 제목과 내용은 영어로 표기함을 원칙으로 한다.
- (8) Use the following formats for journal articles and books as References.
참고문헌의 구성은 정기간행지의 경우는 저자명, 발간년, 제목명, 지명, 권·호번호, 페이지번호의 순으로 기재하고, 단행본의 경우는 저자명, 발간년, 서명, 권번호 출판사명, 출판사소재지명, 국적, 페이지번호순으로 기재하며, 그 전부를 본문내의 인용번호 순으로 다음과 같은 요령으로 본문 말미에 영문으로 기재하며, 인용문헌 1개 이상은 한국소음진동공학회논문집에서 인용토록 한다.
(1) Cooley, J. W. and Tukey, J. W., 1965, An Algorithm for the Machine Calculation of Complex Fourier Series, Mathematics of Computation, Vol. 19, No. 4, pp. 297~308.
(2) Meirovitch, L., 1980, Computational Methods in Structural Dynamics, Sijthoff and Noordhoff, Maryland, chap. 5.
- (9) References should be cited as follows.
본문에서 참고문헌 인용은 다음과 같이 한다.
(1) Lee and Park⁽¹⁾...
(2) ... solved by the Rayleigh-Ritz method⁽²⁾.
- (10) The original paper should contain names(both in Korean and English), affiliations, the name of corresponding author including address, phone number, fax number and email address.
신규 논문투고시 논문정보에는 저자명(국·영문), 저자 근무처 및 소속을 기재하며, 저자(공저일 경우 주저자 <교신저자> 즉 Corresponding Author)의 주소 및 전화번호(FAX. 포함), E-mail주소를 명확히 기재한다.
- (11) The final manuscript accepted for publication should be submitted to the editor office through the society web site.
심사 후 최종 채택된 논문원고는 학회 홈페이지(학회논문관리시스템)을 통해 학회 사무국에 제출한다.

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. | 한국소음진동공학회의 모든 회원은 삶의 질을 향상시키며 생활환경에 큰 영향을 주는 것을 인식하고, 우리의 이웃 및 자연과 더불어 사는 조화롭고 정온한 삶을 소중히 여긴다. 이에 모든 회원은 전문가로서의 높은 윤리의식을 가지고 권위, 명예, 위업을 지킬 수 있도록 정직하고 공정하게 행동한다.

Authorship | 저자의 윤리의식

- 1) Authors should use their own knowledge and technology to improve the quality of life of human. | 우리는 인류의 삶의 질 향상을 위하여 자신의 지식과 기술을 사용하고 기여하여야 한다.
- 2) Through the activities of KSNVE, authors should contribute to the development of Noise and Vibration Engineering and industry and make efforts to promote the public interest for tranquil life. In addition, they should devote themselves to their field and strive to boost competitiveness and the authority as experts on Noise and Vibration Engineering. | 우리는 학회활동을 통하여 정온한 삶을 위해 소음진동공학과 산업 발전에 기여하고, 공익 증진에 노력하여야 한다. 또한 소음진동공학 전문가로서 자기분야에 성실히 봉사하고 경쟁력과 권위를 높이기 위해 노력하여야 한다.
- 3) Authors should behave honestly and fairly for education, research and real participation according to their scholastic conscience and ethic. | 우리는 교육, 연구 활동 및 결과 발표 그리고 현실 참여에 있어 정직하고 공정하게 처신하며, 윤리성과 학자적 양심에 충실하여야 한다.
- 4) Authors should not behave against the purpose of the foundation of the society. | 우리는 학회의 설립목적에 반하고 훼손하는 제반활동을 하여서는 아니 된다.

Duplicate Publication of Data | 논문 이중 게재

Papers should contain new results of original research and academic contribution to noise and vibration engineering, which hasn't been submitted or published in any other journals. Also the published paper to this journal should not be submitted or published in any other journals. | 논문집의 내용은 타 잡지에 투고 또는 발표되지 않은 것으로 소음진동공학과 관련하여 독창적이며 학문적 가치가 높은 것으로 한다. 한국소음진동공학회의 논문집에 게재된 논문은 이 후 타 잡지에 투고 또는 발표를 금한다.

Plagiarism | 표절

Authors must not have presented portions of another's work or data as their own under any circumstances. | 타인의 연구나 주장의 일부분을 자신의 연구나 주장인 것처럼 논문이나 저술에 제시해서는 안 되며, 타인의 연구 및 개발실적을 존중하여야 한다.

Policy on Commercialism | 부당 이득

Manuscripts submitted for consideration for publication in KSNVE are not to be used as a platform for commercialism or unjust means. | 연구수행과 관련하여 취득한 정보를 이용하여 부당하거나 부적절한 이득을 추구하여서는 아니된다.

Review | 심사

Every manuscript received is to be reviewed fairly by reviewer's conscience as a scholar. And Ethics Committee deliberate and decide on all matters related to research misconduct. | 논문 및 연구관련 심사와 자문을 하는 회원은 오로지 학문적 양심에

따라 공정하게 심사하여야 한다. 기타 연구 부정행위에 관련된 모든 사항은 윤리위원회가 심의 및 결정한다.

Peer Review | 전문가심사 과정

Every manuscript received is reviewed by the writing guidelines and instructions of KSNVE. With editing team's decision, three peer reviewers are selected. The editorial director should ask a review to selected reviewers in 10 days from application date. The editing team takes responsibility for all general matters on peer review. If two reviewers among the selected do agree to accept the journal, review process ends. | 격월간(隔月刊) 한국소음진동공학회의 논문집에 게재하고자 별도로 정한 집필요강 및 투고요령에 의해 투고된 논문원고에 대하여 심사한다. 접수된 논문원고는 편집팀(편집위원장, 편집이사)의 판단하에 적정성을 검토하여 채택불가 또는 논문 심사위원 3인을 선정하고, 해당편집이사는 접수일로부터 10일 이내에 논문 심사위원에게 서류를 갖추어 논문심사를 의뢰한다. 의견교환 등 심사과정에 대한 전반적인 사항은 편집팀의 책임하에 논문 심사에 3인을 의뢰하여 논문 심사위원 중 2인 이상의 의견을 받아 최종판정 한다.

- The reviewer's name should not be disclosed during review process. If reviewers ask for exception, it might be accepted only under the editing team's decision. | 심사위원의 성명은 대외적으로 비밀로 함을 원칙으로 한다. 단, 심사위원의 양해가 있을시 편집팀의 판단 하에 예외가 있을 수 있다.
- If it is necessary during review process, authors and reviewers can exchange opinions on the intervention of the editing team. | 논문 심사 중 필요하면 편집팀의 중재(仲裁)로 심사위원과 저자가 의견을 교환할 수 있다.
- The period of review is two weeks(urgent papers is within 10 days). If it is over two weeks, reviewers get the first reminder. And if review is not finished over four weeks, another reviewer would be selected. | 심사위원에게 송부된 논문의 심사기간은 2주 이내(긴급논문은 10일 이내)로 하며, 이 기간이 지나면 심사위원에게 1회 독촉을 한다. 심사의뢰 후 4주가 지나도록 심사결과를 받지 못하면 다른 심사위원으로 변경한다.
- The paper can be cancelled if the revised paper hasn't been returned to the office within one month after the paper was sent to authors for revision. | 내용의 수정 보충 등이 요구된 원고가 편집팀 또는 학회 사무국에서 발송한 날로부터 1개월 이내에 회송되지 않을 경우에는 취소할 수 있다.
- If the author of the unaccepted manuscript requires review again, it cannot be accepted. | 최종적으로 채택(採擇) 불가(不可)된 논문의 경우 저자의 재심요구는 원칙적으로 받아들일 수 없다.

Content and Publication Type | 출판유형

An original article, review article and errata/revision/addendum/retraction can be accepted as a publication type of this journal. | 본 논문집의 출판 유형으로는 원저(Original article, Review article), 오류/정정/추가/게재철회(Errata/Revision/Addendum/Retraction)와 같은 종류가 있으며 이에 한해 출판을 허가하도록 한다.

Fee for Page Charge | 게재회비

If the manuscript is accepted for publication, authors of the paper should provide the paper processing fee(50,000 Won) and publication fee(General papers : basic 6 pages 100,000 Won, for extra page: 20,000 Won/page, Funding papers : basic 6 pages 150,000 Won, for extra page: 30,000 Won/page, Urgent papers : basic 6 pages 200,000 Won, for extra page: 40,000 Won/page, Conference papers : free). | 논문원고의 저자는 논문게재 회비 규정에 따라 소정의 논문관리회비(편당 5만원) 및 게재회비(일반논문 : 기본6면 10만원/초과면당 2만원, 연구비 지원 : 기본 6면 15만원/초과면당 3만원, 긴급논문 : 기본 6면 20만원/초과면당 4만원, 학술회발표논문 무료)를 납부해야 한다.



사단 한국소음진동공학회
법인 The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

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