



유한요소 해석을 이용한 오일 팬 구조 변경에 따른 엔진 방사 소음 예측

윤 현 우 · 이 상 권*

인하대학교 기계공학과

Analysis of Influence of Oil Pan Structure Modification on Radiation Noise of an Engine Using FEM

Hyunwoo Yoon · Sang-Kwon Lee*

Department of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 22212, Korea

(Received 18 April 2017 / Revised 21 June 2017 / Accepted 6 July 2017)

Abstract : The conventional internal combustion engine is one of the major sources of noise. Therefore, manufacturers are conducting various research in order to reduce noise to ensure a comfortable environment for passengers. This study investigated the influence of oil pan structure modification on engine noise. Firstly, the excitation force of the engine is defined and it is used to evaluate the engine block vibration. It is also used to predict engine radiation noise with ATV(Acoustic Transfer Vector) and MATV(Modal Acoustic Transfer Vector) at a distance of 1 m from the engine. Results of this study indicated that sound pressure level affected by the oil pan mode can be reduced. All this process is implemented using the LMS Engineering Innovation Virtual Lab tool.

Key words : Oil pan(오일 팬), Structure modification(구조 변경), Modal analysis(모드 해석), Radiation noise(방사 소음), ATV(음향전달벡터), FEM(유한 요소 해석)

Nomenclature

- Φ_n : structure vibration mode
- v_n : nodal velocity of structure surface
- $p(x)$: sound pressure from a source, pa
- $p(y)$: sound pressure at a receiver, pa
- $G(x,y)$: green function between x and y
- Γ_{aml} : automatically matched layer surface

1. 서 론

자동차의 주요 시스템인 엔진에서 발생하는 진동과 소음으로 인해 탑승객들은 불편함과 피로함을 느끼게 된다. 최근 소비자들은 차실 내에서 발생하는 진동과 소음을 자동차의 품질을 평가하는 중요한

요소로 고려한다.¹⁾ 그러므로 자동차 엔진에서 발생하는 진동과 소음을 줄이는 연구가 중요한 과제로 대두되고 있다. 차량 개발 과정에서 해석 기법을 이용하면 가상의 모델을 통해 설계단계에서부터 제품의 성능을 예측하고 목표 설계 값을 얻기 위한 주요 변수를 찾을 수 있다. 그리고 이를 통해 시행착오의 시간을 줄이고 제품의 개발 기간을 단축하여 비용을 절감할 수 있다. 본 논문에서는 유한요소해석을 이용하여 오일 팬의 구조 변경을 통한 엔진 방사 소음 저감 방법을 분석하였다. 오일 팬은 엔진의 여러 부품들 가운데 재료 및 형상으로 인해 소음 방사가 잘 되는 특징을 가지고 있다. 엔진 부품의 소음 개선 가능성은 엔진 블록이 30%로 가장 크며, 오일 팬이 22%로 그 다음으로 크다.²⁾ 따라서 오일 팬의 구조를 변경하여 방사 소음을 효과적으로 줄일 수 있다.

*Corresponding author, E-mail: sangkwon@inha.ac.kr

엔진의 경우처럼 높은 강성을 가진 탄성체가 공기 중으로 소음을 발생시키고 있는 경우, 구조 진동에 의한 효과는 크지만 진동에 의해 발생한 음압이 다시 구조에 미치는 영향은 적다. 따라서 엔진의 방사 소음 문제는 방사 면에서 음장으로의 한 방향만을 고려하는 비 연성(Uncoupled) 문제로 분류한다.³⁾ 해석에는 상용 프로그램인 Siemens의 LMS Virtual. Lab을 사용하였으며 전체 해석 과정은 총 세 단계로 나누어 진행하였다. 첫 번째, 직렬 4기통 디젤 엔진의 내부 가진력을 규명하는 단계이다. 두 번째, 엔진의 동적 특성과 가진력에 의한 강제 진동 응답 그리고 모드 참여 계수(Modal Participation Factor)를 계산하는 구조 해석 단계이다. 세 번째, Acoustic mesh와 Field point mesh를 이용하여 음향전달 벡터(Acoustic Transfer Vector)를 계산하고, 구조 해석에서 계산한 모드 해석 결과, 모드 참여 계수 그리고 음향전달 벡터를 이용하여 방사 소음 해석을 수행하는 음향 해석 단계이다.

2. 음향전달 벡터

기존의 FEM(Finite Element Method)이나 BEM(Boundary Element Method)으로 음향 해석을 수행할 때에는 구조 해석의 결과를 음향 해석의 경계조건으로 사용하여 직접 해석을 수행한다. 하지만 이는 하중 조건의 변화에 따라 모든 음향 해석을 반복해서 수행해야한다는 단점이 있다. 그러나 음향전달 벡터를 이용하면 다양한 조건에 대한 방사소음 해석을 보다 효과적으로 수행할 수 있다. 음향전달 벡터는 구조물의 Acoustic mesh의 외부 표면에서 수직 방향의 진동 속도(v_n)와 음장 내 임의의 지점에서의 음압(p) 간 전달 함수이다. 모드 해석 결과, 모드 참여 계수 그리고 음향전달 벡터를 이용하여 임의의 지점에서의 방사 소음을 예측할 수 있다. 식 (1)은 음향전달 벡터를 이용하여 엔진으로부터 방사되는 음압을 임의의 점에서 예측하는 수식이다.

$$\begin{aligned}
 p(\omega) &= \{ATV(\omega)\}^T \{v_n(\omega)\} \\
 &= \{ATV(\omega)\}^T j\omega [\Phi_n] \{MPF(\omega)\} \\
 &= \{MATV(\omega)\}^T \{MPF(\omega)\}
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

식 (1)에서 v_n 은 구조 모델 표면의 수직 방향 진동 속도, Φ_n 은 구조 모델의 진동 모드를 나타낸다. 음향전달 벡터는 오직 Acoustic mesh의 외부 표면 형상 그리고 Field point mesh의 위치에 의해서만 영향을 받는다. 따라서 하중 조건이나 구조물의 재질 특성, 내부 구조가 변해도 음향전달 벡터는 변하지 않기 때문에 반복적으로 계산을 수행할 필요가 없다. 단지, 새롭게 수행한 구조 해석의 결과를 기존의 음향전달 벡터와 곱하여 방사 소음 해석을 수행 가능하며, 이를 통해 전체 해석 시간을 단축할 수 있다.⁴⁾

3. 방사 소음 해석

3.1 해석 절차

방사 소음을 해석하기 위한 절차는 Fig. 1과 같다. 해석 절차는 가진력 해석, 구조 해석 그리고 음향 해석 총 세 단계로 나뉜다.⁵⁾

3.2 가진력 해석

본 연구에 사용되는 엔진 블록의 가진력 해석에는 직렬 4기통 4행정 디젤 엔진이 사용되었다. 4기통 엔진의 경우, 연소 폭발에 의한 힘이 180°의 위상 차이를 가지고 각 실린더에서 순서대로 발생한다. 연소 폭발에 의한 힘은 피스톤, 커넥팅로드를 거쳐 메인 베어링 캡(Bcap)을 가진시킨다. 기계적인 힘 및 연소 부하에 의한 가진과 더불어 크랭크계 구조물 및 실린더 블록 진동은 엔진 표면으로부터 방사되는 소음을 지배하는 주요 변수이다.⁶⁾

Fig. 2는 가진력 해석에 사용된 크랭크샤프트 모델이다. 크랭크 샤프트는 Flexible body로 나머지 모델은 Rigid body로 모델링하였다. 가진력 해석은 Siemens의 LMS Virtual. Lab Motion을 이용하였으며 정속 1250 rpm에서 각 메인 베어링 캡의 가진력을 계산하였다. Fig. 3은 메인 베어링 캡 가진력을 시간 축으로 나타낸 것으로, 엔진은 1-3-4-2 순서로 폭발하는 것을 확인할 수 있다. Fig. 4는 메인 베어링 캡 가진력의 주파수 분석 결과를 나타낸다.

3.3 구조 해석

엔진의 동적 특성을 파악하기 위해 실린더 헤드, 블록, 베드 플레이트 그리고 오일 팬으로 구성된 엔

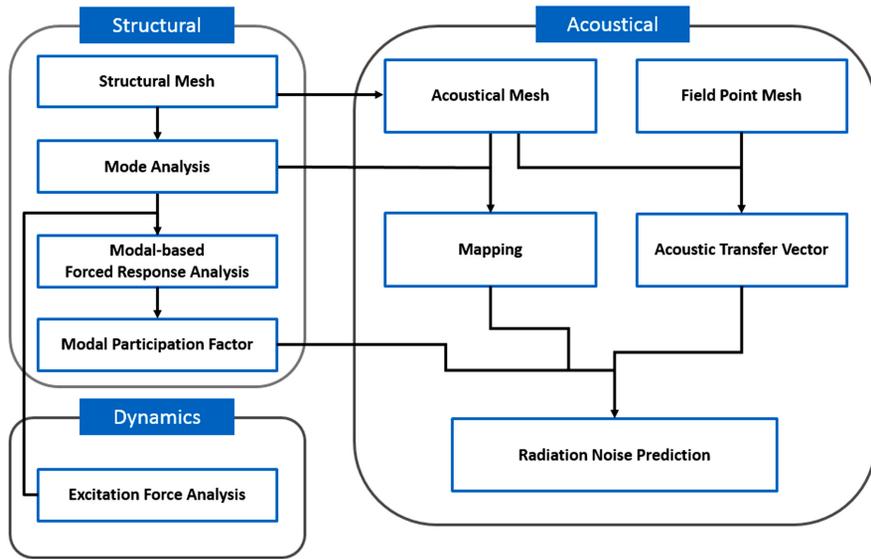


Fig. 1 Simulation process to calculate sound pressure radiated from an engine

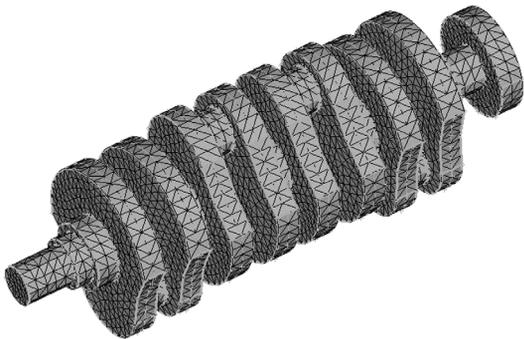


Fig. 2 Virtual model of crankshaft

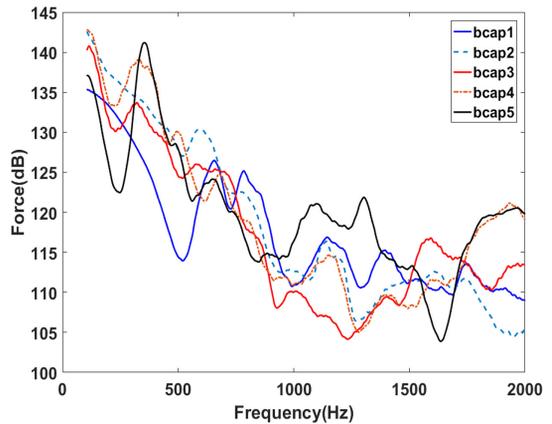


Fig. 4 Power spectrum of excitation force on main bearings

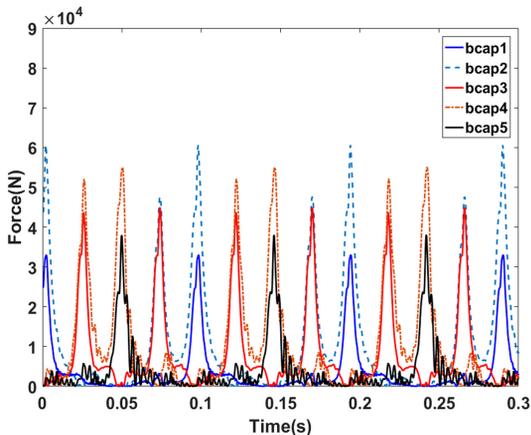


Fig. 3 Force exciting main bearings

진 모델을 구성하였다. 커넥팅로드, 크랭크축과 피스톤 등의 다른 엔진 구성 부품은 가진력 해석 시 고려하였기 때문에 구조 및 음향 해석을 위한 모델에는 포함시키지 않았다. 부품 간 결합은 Rigid connection을 이용하였고, 가진력 해석 과정에서 계산한 메인 베어링 포스의 적용을 위해 Rigid spider 기능을 이용하였다. x축을 크랭크 축 방향, y축을 횡 방향 그리고 z축을 실린더 축 방향으로 설정하였으며 Siemens의 LMS Virtual. Lab Acoustics를 이용하여 2000 Hz까지 모드 해석을 실시하였다.

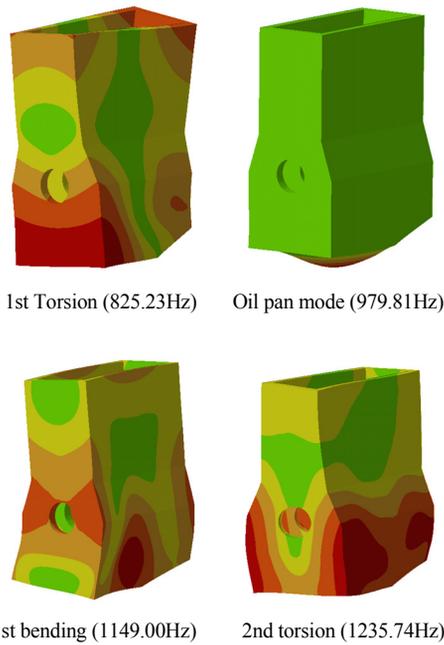


Fig. 5 Four major vibration modes of the engine model

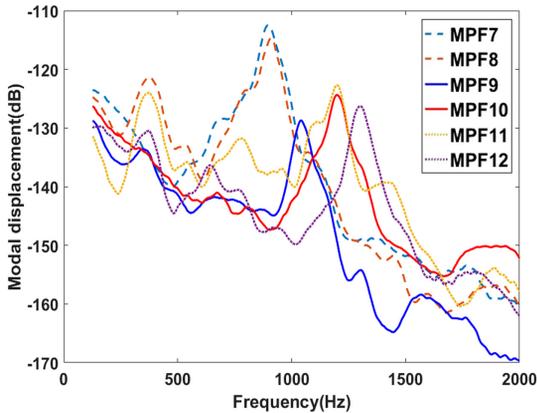


Fig. 6 Results of modal participation factor analysis

모드 해석의 결과는 Fig. 5와 같다. 모드 해석을 통해 엔진 모델의 주요 모드를 확인하였고, 본 연구와 연관이 있는 4개의 주요 모드에 대해서만 Fig. 5에 나타냈다. 그리고 979.81 Hz에서 오일 팬 거동이 크게 발생하는 모드(Mode 9)가 나타나는 것을 확인하였다. 모드 해석의 결과는 모드중첩법을 이용하여 가진력에 의한 강제 응답을 해석하기 위해 사용되었다. 이를 통해 계산된 모드 참여 계수는 Fig. 6과 같다.

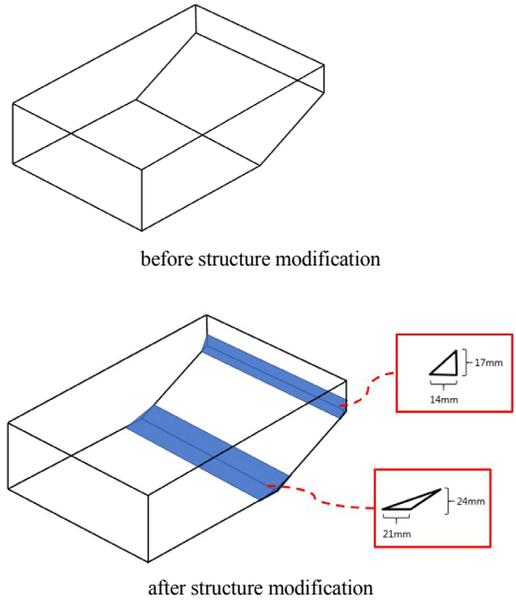


Fig. 7 Modification of oil pan structure

오일 팬 모드(Mode 9)에 의한 영향을 줄이기 위해 Fig. 7과 같이 내부 구조를 변경하였다. 구조 변경 후, 오일 팬 모드의 발생 주파수는 기존의 979.76 Hz에서 987.62 Hz로 이동했으며, 기존의 실린더 방향으로 컷던 오일 팬의 움직임이 작아졌다.

3.4 음향 해석

음향 해석을 위한 Acoustic mesh는 Structure mesh를 기반으로 한다. 엔진의 방사 소음을 2000 Hz 까지 해석하기 위해 웨이브의 파장 당 6개의 요소를 가지는 규칙에 따라 Element의 사이즈가 28.33 mm를 넘지 않도록 생성하였다.⁷⁾

본 논문에서는 Fig. 8과 같이 엔진 주변 공기의 표면을 Convex mesh로 모델링하고, Tetrahedron filler를 이용하여 Acoustic mesh와 Convex mesh 사이를 채워서 엔진 주변 공기를 모델링 하였다. 그리고 AML(Automatically Matched Layer)을 적용하여 해석 모델의 크기를 줄이고 해석 시간을 단축시켰다. AML을 사용하면 비 반사 경계조건을 구현하여 방사소음 해석을 더 정확하게 수행할 수 있다. 임의의 점에서의 음압(p)은 Kirchhoff-Helmholtz Integral equation을 이용하여 계산한다. 이 경우, AML surface는 Source로 Green function은 전달 함수로 고려한다.

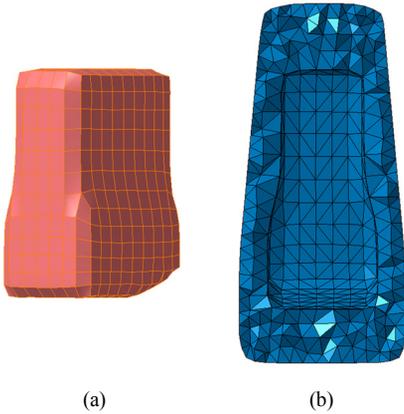


Fig. 8 Virtual model for radiation noise prediction (a) acoustic mesh, (b) air around surface of acoustic mesh

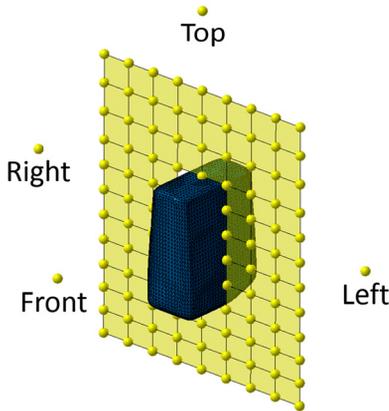


Fig. 9 Field point mesh for calculation of sound pressure level

$$p(y) = \int_{\Gamma_{aml}} G(x,y) \frac{\partial p(x)}{\partial n} + p(x) \frac{\partial G(x,y)}{\partial n} d\Gamma_{aml} \quad (2)$$

식 (2)에서 $p(x)$ 는 음원으로부터의 음압, $p(y)$ 는 수음점에서의 음압, $G(x,y)$ 는 음원과 수음점 사이의 Green function, Γ_{aml} 는 AML의 표면이다.

음향전달 벡터 계산을 통해 음압 레벨을 예측하기 위해, Fig. 9와 같이 음향해석 모델 주변에 Microphone을 Front, Left, Right, Top 네 방향에 생성하였고 각각은 모델로부터 1 m씩 떨어져있다. 방사 소음의 변화를 가시화시켜 확인하기 위해 yz 평면에 가로 1200 mm, 세로 1400 mm 크기의 사각 Field point mesh를 생성하였다. 그리고 Acoustic mesh와 Field point mesh를 이용하여 음향전달 벡터를 계산하였다.

4. 해석 결과

오일 팬 구조 변경 전과 후의 방사 소음 해석 과정에서 동일한 음향전달 벡터를 사용하였다. 음향전달 벡터는 Acoustic mesh의 표면과 Field point mesh에 의해서 결정된다. 하지만 오일 팬 구조 변경은 내부에서 이루어졌기 때문에 Acoustic mesh의 외부 형상은 변화가 없었으며 Field point mesh는 이전과 동일하였다. 그래서 오일 팬 구조 변경 전에 사용한 음향전달 벡터를 구조 변경 후에 다시 사용하여 계산 시간을 단축하였다.

방사 소음 해석 결과는 Fig. 10과 같다. 그래프에서 파란색 점선은 구조 변경 전(Before), 빨간색 실선은 구조 변경 후(After)의 결과를 나타낸다. Front(b)에서 측정된 결과는 구조 변경 전과 후의 900 ~ 1100 Hz 구간에서 음압레벨의 차이가 작지만, Left(a), Right(c) 그리고 Top(d)에서 측정된 결과는 차이가 큰 것을 확인할 수 있다.

오일 팬 모드(Mode 9)가 영향을 미치는 주파수 대역을 확인하기 위해, Contribution plot을 이용하였다. 오일 팬 구조 변경 전 각 방향에서 측정된 방사 소음 해석 결과와 해당 소음에 대한 오일 팬 모드(Mode 9)의 기여도는 Fig. 11과 같다. 그리고 방사 소음의 900 ~ 1100 Hz 구간은 979.91 Hz에서 나타나는 오일 팬 모드(Mode 9)에 의한 영향이 크다는 것을 확인하였다.

오일 팬 모드의 영향이 가장 큰 주파수 구간에서 오일 팬 구조 변경에 따른 방사 소음의 차이를 확인하기 위해 900 ~ 1100 Hz 구간의 Overall 값을 비교하였다. 구간에 대한 평균 Overall 값의 비교 결과는 아래 Table 1에 정리하였다.

비교 결과, 구조 변경 후 모든 방향에서 900 ~ 1100 Hz 구간 방사 소음의 음압 레벨이 감소된 것을

Table 1 Comparison of overall SPL frequency band between 900 ~ 1100 Hz

	Before	After	Δ
Left	31.47 (dB)	25.33 (dB)	6.14 (dB)
Front	25.29 (dB)	23.84 (dB)	1.45 (dB)
Right	31.84 (dB)	26.18 (dB)	5.66 (dB)
Top	26.99 (dB)	18.52 (dB)	8.47 (dB)
Total	28.90 (dB)	23.47 (dB)	5.43 (dB)

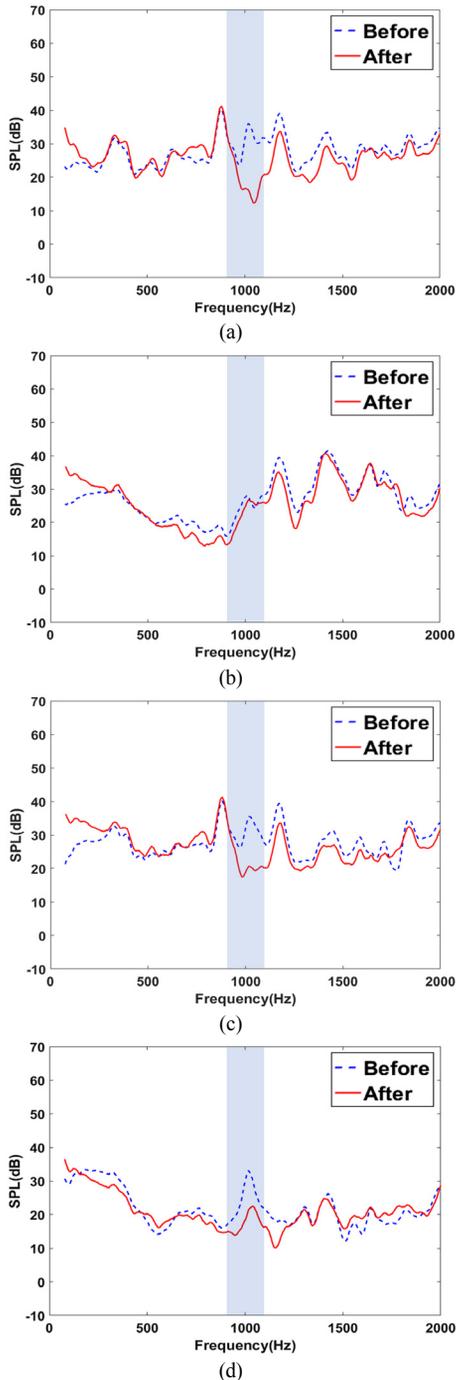


Fig. 10 Sound pressure level comparison between before (dot line) and after (solid line) structure of the oil pan is modified (a) Sound pressure level comparison of left side, (b) Sound pressure level comparison of front side, (c) Sound pressure level comparison of right side, (d) Sound pressure level comparison of top side

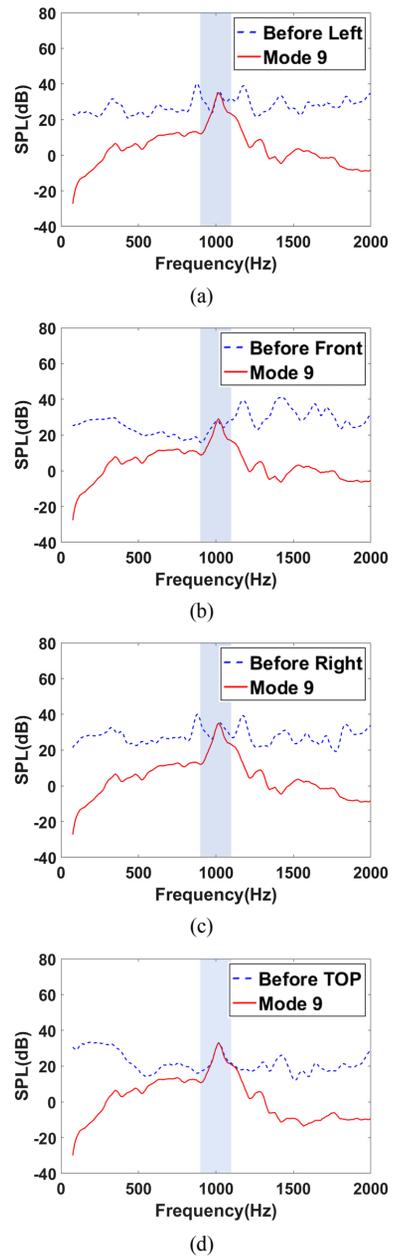


Fig. 11 Contribution level of oil pan mode (solid line) for radiation noise (dot line), before structure of the oil pan is modified (a) Mode 9 contribution for left side, (b) Mode 9 contribution for front side, (c) Mode 9 contribution for right side, (d) Mode 9 contribution for top side

확인하였다. 특히, Front보다 Left, Right, Top에서의 소음이 크게 감소하였다.

구조 변경 후 오일 팬 모드의 영향이 감소하였는

유한요소 해석을 이용한 오일 팬 구조 변경에 따른 엔진 방사 소음 예측

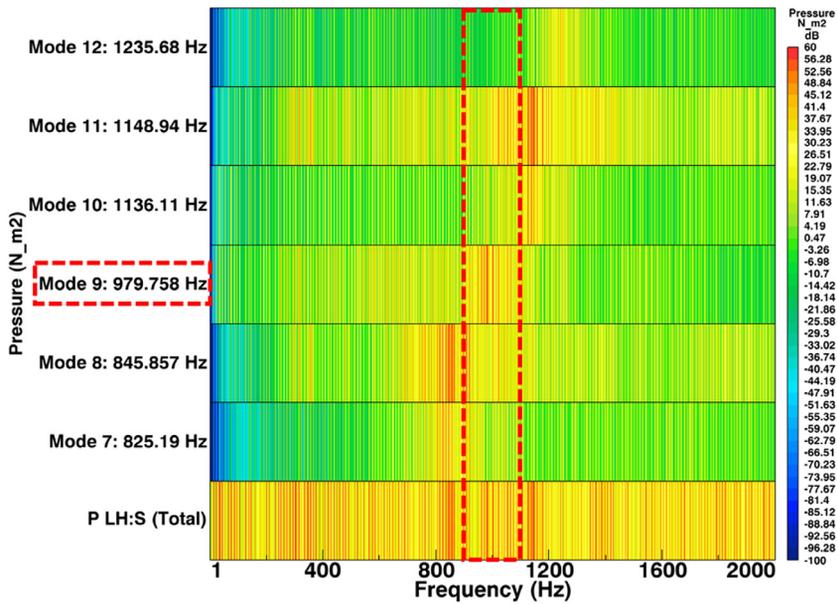


Fig. 12 Comparison of contribution level of each mode for radiation noise before structure of the oil pan is modified

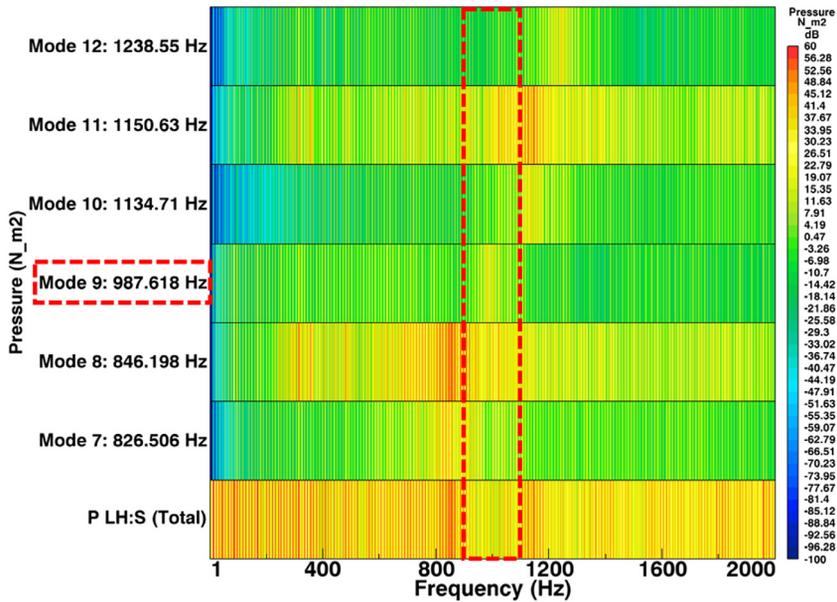


Fig. 13 Comparison of contribution level of each mode for radiation noise after structure of the oil pan is modified

지 확인하기 위해, Contribution plot을 이용하여 Left 를 기준으로, 측정된 방사 소음과 각 모드의 기여도 변화를 비교하였다. 구조 변경 전의 결과는 Fig. 12 이고 변경 후의 결과는 Fig. 13이다.

구조 변경 전 그래프를 통해 900 ~ 1100 Hz 구간

에서 오일 팬 모드의 기여도가 높은 것을 확인하였다. 그리고 구조 변경 후 그래프를 통해 오일 팬 모드(Mode 9)의 기여도가 크게 감소하였으며 그 결과 900 ~ 1100 Hz 구간의 음압 레벨이 크게 감소한 것을 확인하였다.

5. 결 론

본 논문에서는 해석 기법을 이용하여 오일 팬 구조 변경에 따른 엔진 방사 소음 예측을 수행하였다. 먼저, 메인 베어링 가진력을 계산하였고 유한 요소 해석 방법을 이용하여 구조 및 음향 해석을 수행하였다. 구조 해석을 통해 엔진의 동적 특성을 파악하였고, 그중 979.81 Hz에서 오일 팬 거동이 큰 모드가 나타나는 것을 확인하였다. 그리고 강제 응답 분석을 통해 모드 참여 계수를 계산하였다. 음향 해석 과정에서는 Acoustic mesh와 Field point mesh를 이용하여 음향전달 백터를 계산하였다. 그리고 모드 해석 결과, 모드 참여 계수, 음향전달 백터를 이용하여 방사 소음 해석을 수행하였다.

해석 결과, 900 ~ 1100 Hz구간은 오일 팬 거동이 큰 모드에 의해 영향을 받는 것으로 나타났다. 해당 구간의 소음은 오일 팬 구조 변경을 통하여 저감이 가능하였다. 구조 변경을 통해 Left, Right, Top에서의 음압 레벨은 각각 6.14 dB, 5.66 dB, 8.47 dB 감소하였으며, Front에서는 1.45 dB 감소하였다.

후 기

이 논문은 2015년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 연구임 (No. 2016R1A2B2006669).

References

- 1) S. W. Cho and B. D. Lim, "An Experimental Study on the Squeal Noise Generation due to Dynamic Instability of Brake Pad," Transactions of KSAE, Vol.24, No.5, pp.520-526, 2016.
- 2) C. Choi, M. W. Suh and Y. J. Kim, "The Analysis of NVH Characteristics of 4-Cylinder Diesel Engine Block by Adapting Balancing Shaft," Transactions of KSAE, Vol.8, No.5, pp.129-137, 2000.
- 3) S. Y. Lee, "Virtual. Lab Acoustics," Journal of the KSME, Vol.49, No.7, pp.36-40, 2009.
- 4) D. Saino, "Engine Noise Prediction by Using Multi-body Simulation," Journal of Environmental Science and Engineering B1, pp.1146-1161, 2012.
- 5) E. Yuksel, G. Kamci and I. Basdogan, "Vibro-Acoustic Design Optimization Study to Improve the Sound Pressure Level Inside the Passenger Cabin," Journal of Vibration and Acoustics, Vol.134, No.6, pp.1-9, 2012.
- 6) S. H. Ahn, J. Y. Kim and K. C. Kim, "An Engine Structure-Borne Noise Analysis by Finite Element Method," Transactions of KSAE, Vol.6, No.1, pp.122-133, 1998.
- 7) M. K. Song, S. K. Lee and K. S. Oh, "Structural Modification for the Reduction of Radiation Noise of a Powertrain Based on CAE Technology," Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol.18, No.4, pp.439-447, 2008.