

고체전달음 저감을 위한 음향전달 특성해석에 관한 연구 The Study on the Analysis of the Acoustic Transfer Function for Reducing the Structure-borne Noise

김 경 모
K. M. Kim

Key Words : Transfer Path(전달경로), Structure borne(고체전달음), Finite Element Model(유한요소 모델), Noise Transfer Function(소음전달함수), Modal Assurance Criterion(모달보증지수)

Abstract : This paper describes the acoustic analysis of mid duty truck. The focus of the analysis is on structure borne engine noise with major contributions of 2nd order. It has been previously recognized that the noise contribution of each transfer path of structure borne noise can be varied with the characteristics of each mounts and vibro acoustic sensitivity of car body. The structure of car body will be split up into three major sub components, which are modeled separately, the engine, the frame and the cab. The acoustic performance is evaluated on three levels: engine to frame transfer, frame to cab transfer, and panel contribution from cab to driver. In order to perform these analyses, analytical models are created for the engine, frame, cab and acoustic cavity. The models are linked through a coupled fluid structure calculation, and through FRF Based Substructuring for the structural couplings. Based on the structural coupling calculations, a transfer path analysis is performed to identify the most important transfer paths. These paths are then the focussing points for applying modifications to the structure or the mount system. Finally, a number of modification are proposed and their effect is quantified.

1. 서 론

차 실내로 전달되는 고체전달음은 엔진 입력부의 영향에 의해 차체 판넬부의 진동을 발생시키고 이는 차량의 실내소음으로 전달된다. 이때 고체전달음은 엔진 입력부 등의 에너지원을 차체로 전달하는 각 마운트의 상태 및 마운트에서 최종 수음점까지의 전달특성에 영향을 받는다. 이로 인한 차 실내의 소음을 저감시키기 위한 노력으로 전달감성 계수법¹⁾, 구조적 차량과 음향 캐비티의 해석적 모델의 개발²⁾, 경계요소법³⁾, 구조 전달음 경로해석⁴⁾, 구조 음향 연성 해석^{5,6)} 및 비연성 해석⁷⁾, 소음 전달 경로 및 주행 모드 해석법⁸⁾, 복합모델을 이용한 부분구조 해석법⁹⁾, 및 응답분포에 의한 판넬 민감도 해석¹⁰⁾ 등을 통하여 이론적 및 실험적 연구가 행하여져 왔다. 이에 본 연구에서는 상용차를

를 대상으로 실내 운전석으로 전달되는 소음전달 특성을 파악하기 위하여 엔진, 프레임 및 캡을 중심으로 음향해석 용 유한요소 모델^{11,12)}을 구축하고 고유치 해석과 실차시험 결과를 이용하여 유체 구조 연성계산을 실시함으로써 소음전달 함수를 구하였다. 상용차의 실내 운전석으로 전달되는 엔진의 폭발 성분에 의한 고체전달음의 특성을 유한요소 모델을 이용한 해석적 접근을 통하여 소음 정도를 예측함으로써 초기단계의 개발 기간 및 시험적 대책수립에서 발생하는 시행착오를 단축하고자 하였으며, 유한요소 모델에 각각의 설계변수를 변경해 가면서 각각의 특성 변화에 따른 결과를 예측하여 효과적인 개선대책을 수립해 가는 데 참고 자료를 제공하고자 한다. 먼저 에너지원으로 작용하는 엔진 입력부에서부터 탑승자의 귀위치에 이르기까지의 소음전달 특성을 파악하기 위하여 엔진, 프레임 및 캡을 중심으로 유한요소 모델을 Fig.1과 같이 구성하였다.

또한 이들 각각의 모델에 대하여 고유치 해석 결

접수일 : 2002년 5월 16일

김경모 : 호원대학교 기계공학부

과와 실차시험 결과를 이용하여 소음전달 함수를 산출하므로써 좀 더 타당성있는 음향해석용 유한요소 모델을 구축하였다. 먼저 캡마운트 부에서 운전석 귀의 위치까지 캡의 구조적 모델과 음향공간 모델을 연결시켜^{13,14)} 유체 구조 연성 계산을 실시하여 소음전달함수를 구하였다. 또한 프레임 부의 고유치 해석을 통하여 각 마운트 위치간의 전달함수를 계산하였다. 이상의 과정에서 구해진 각 전달함수를 주파수 응답 함수^{15,16)}를 통하여 구조적 연성을 함으로써 엔진 마운트 위치에서 운전석 귀 위치까지의 음향전달 특성을 구하였다. 이 함수에 시험을 통하여 구한 각 마운트 부의 작용력을 입력함으로써 각 방향별 고체전달음 경로해석을 실시하였으며 이를 통하여 고체전달음의 각 방향 별 성분을 산출하였다. 이상의 과정을 통하여 구해진 초기의 음향해석 결과를 이용하여 각 전달함수 별로 기여도의 순위를 나열하고 각각에 대한 최적의 개선방향을 설정하였다. 설정된 개선방향에 대하여 유한요소 모델을 재구성하고 고체전달음 경로해석을 재실시함으로써 그 결과를 정량화하여 최적의 개선방향을 설정하였다.

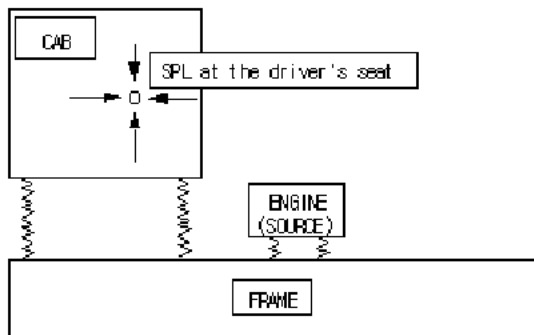


Fig. 1 Finite element model of mid duty truck

2. 본 론

2.1 유한요소 모델의 구성

2.1.1 유한요소 모델

캡 및 프레임 모델은 쉘 요소를 사용하였고, 구동계와 배기계는 빔 요소로, 엔진은 질량체로 처리하였다.

2.1.2 음향 모델

캡 표면을 경계요소법(BEM:Boundary Element Method)을 이용한 모델을 제작하여 캡 구조해석 결과와 커플링을 실시하였다.

2.2 해석 과정

Fig. 2에 나타낸 바와 같이 해석 과정을 크게 두 가지로 나누어 행하였다.

첫째 시험 데이터와 결합하기 위한 캡 모델에 대한 고유치 해석 및 실차상태의 주파수 전달특성과의 연결과정을 통한 상관관계를 검토하고, 둘째 음향 측면에서 경계요소법에 대한 포텐셜 레벨을 산출하고 캡 구조모델과 경계요소법의 연성 및 캡 마운팅 부와 운전석 귀 위치까지 소음전달 함수를 산출하였다.

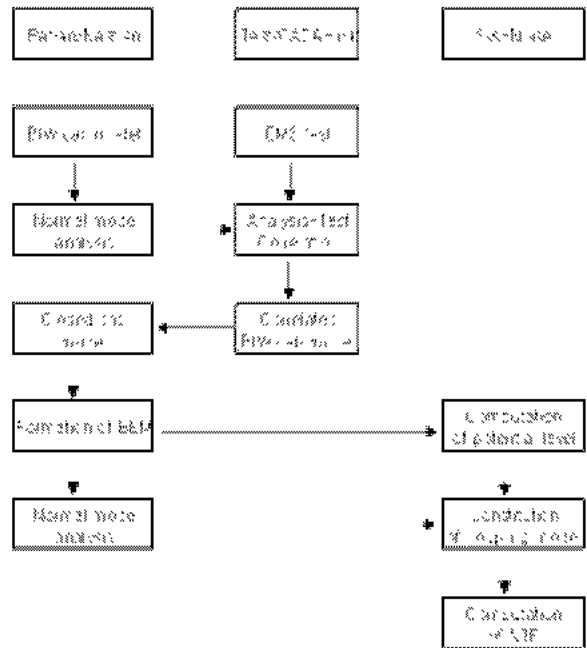


Fig. 2 Finite element correlation process

2.3 해석 결과 검토

2.3.1 캡 모델의 구성

먼저 0 ~140 Hz까지의 시험결과와 해석치를 비교하였으며, 모달검증지수가 0.85보다 크고 주파수대역이 5%이내에서 36개 모드에 대한 시험과 110개 모드에 대한 유한요소 모델을 기준으로 주파수 및 모달검증 지수에 대한 모달보정을 실시하였다.

모달검증 지수는 실험적 모드해석 결과와 유한요소 모델의 근사정도를 나타내는 값으로써 다음과 같이 정리된다.

$$MAC(\Phi_{Ti}, \Phi_{Aj}) = \frac{\|\Phi_{Ti}^T \Phi_{Aj}\|}{(\Phi_{Ti}^T \Phi_{Ti})(\Phi_{Aj}^T \Phi_{Aj})} \quad (1)$$

i 1,2,3, . . . ,36 j 1,2,3, . . . ,110

여기서 Φ_{Ti} 는 실험적 모드해석을 이용해서 구한

i 번째 모드벡터이며, ΦA_j 는 유한요소 모델에 대해 고유치 해석을 수행하여 구한 j 번째 모드벡터이다. $\arg.T$ 및 $\|\arg.\|$ 는 각각 $\arg.$ 의 전치 및 놈(norm)을 의미한다.

모달보증 지수의 기여도를 평가하는 과정에서 시험 데이터의 위상을 살펴 국소모드는 제거하였고 이에 상응하는 유한요소법에 의한 해석결과를 사용하였다. Fig. 3은 해석을 통해 나온 결과를 각각 대응시킨 예를 도시한 것이다.

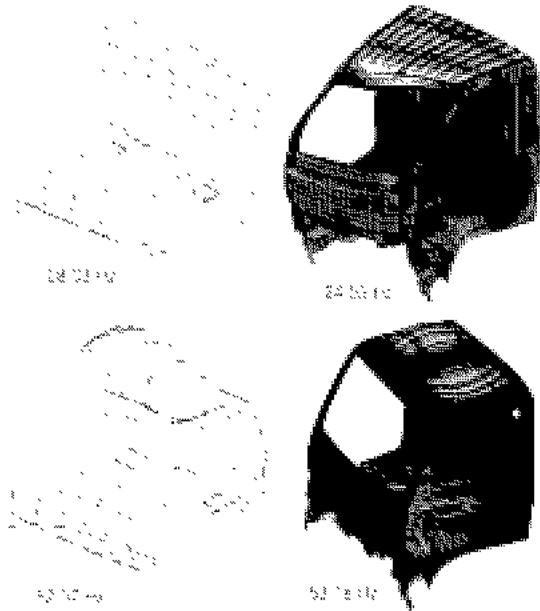


Fig. 3 Modal correlation of cab model

초기시험 결과와 해석 결과의 차이를 보정하기 위하여 해석과정에서 셀요소의 물성치를 변경해가면서 반복적으로 해석을 수행하였고, 100 Hz를 상한선으로 모달보증 지수가 0.7 수준까지 달성할 수 있었다.

또한 상기의 캡 모델을 기본으로하여 폐쇄형 캡 모델을 제작하였으며, 도어 및 유리 부위의 고무패킹 특성은 비선형 해석을 통하여 완전 접촉상태 이후의 강성을 구하여 사용하였다.

2.3.2 음향 모드 해석

Patran을 사용하여 폐쇄형 캡의 내부면을 따라 음향모델을 구성하였고, 캡 마운팅 부에서부터 운전석 귀 위치 까지의 소음전달 함수를 산출하였으며, 이때 캡의 진동 특성을 고려하기 위하여 구조 및 음향 연성해석을 실시하였다.

Fig. 4는 운전석과 조수석 위치에서 가진에 대한 음향 모델의 포텐셜 에너지의 특성을 보여주고 있으며, 음향해석 시에 캡내의 공기부, 즉 부피와

형상에 관련된 특성에 대한 운전석, 조수석 자체 또는 두 위치에서 상호 전달관계 특성을 구한 결과이다. 주파수 변화에 대한 가진점에서의 단위입력에 대한 측정점에서 음압을 대수값으로 y 축에 도시하였으며, 95~100 Hz에서 피크값에 도달하는 것을 알 수 있다. 각각에 대한 특성을 살펴보면 Fig. 5에 나타낸 바와 같이 95 Hz에서 좌우 거동, 100 Hz에서 전후 거동에 취약함을 보여주고 있으며 이에 대한 체적 개선이 필요함을 알 수 있다.

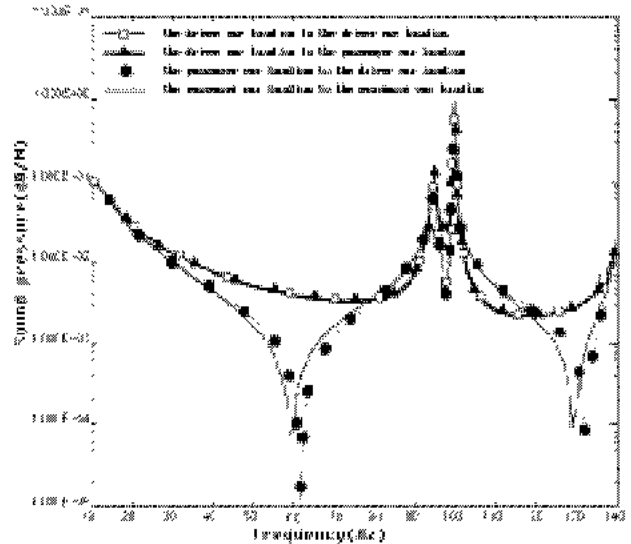


Fig. 4 Response of acoustic model by reciprocal calculation

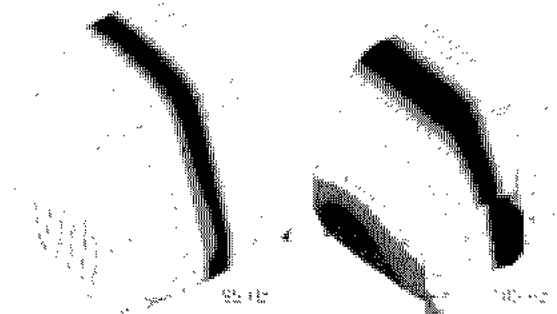


Fig. 5 Estimated potential energy at the peak value

2.3.3 캡 마운트 부의 소음전달 함수 산출

상기의 체적 특성과 캡의 진동 특성을 결합하기 위하여 구조 음향 연성해석을 수행하고, 운전석 귀 위치에서의 입력에 대한 캡 마운팅 부에서의 출력을 산출하는 상반 해석을 수행하였다. 이를 수행한 이유는 해석에 소요되는 시간 및 제반 경비를 절감할 수 있기 때문이며 구해진 음향 전달 함수는 다음과 같다.

$$H_{ij} = \frac{p_{ij}}{f_{ij}} \quad (2)$$

여기서 H_{ij} 는 i 번째 가진부에서 응답부의 음향 전달함수이며 f_{ij} 는 i 번째 마운트에서 작용하는 작용력의 j 방향 성분이고 p_{ij} 는 f_{ij} 에 의해서 발생하는 j 번째 방향의 가진에 대한 응답부의 음압세기이다.

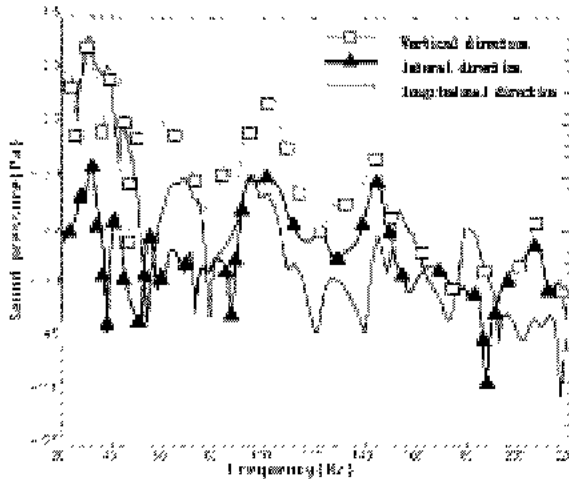


Fig. 6 Noise transfer function from the cab front right hand mount to the driver ear

Fig. 6은 전면 오른쪽 캡 마운트 부에 일정단위의 힘이 각 방향 별로 작용할 때(상하, 좌우, 전후) 운전석까지의 방향 별 소음 전달 특성을 구한 것이며, 주파수 변화에 대한 음압을 단위면적 당의 힘으로 계산하여 이를 대수단위로 나타낸 것으로 이 값이 증가할수록 소음전달에 큰 영향을 미치고 있음을 보여주고 있는 하나의 측정 예를 도시한 것이다.

2.4 고체전달음 경로 해석

2.4.1 작용력 측정

먼저 엔진 및 캡 마운트의 절연체의 3축방향에 대한 동특성을 측정하였으며, 또한 주행 시의 마운트 부의 3축방향에 대한 상대변위를 측정하여 2차 회전성분만을 추출해 내었다.

주행 시 각각의 마운트에서 프레임 또는 캡에 작용하는 작용력은 다음의 식과 같다.

$$f_{ij} = \frac{1}{\omega^2} K(\bar{w}) (\ddot{x}_a)_{ij} - (\ddot{x}_b)_{ij} \quad (3)$$

여기서 \ddot{x}_a 는 마운트 입력단의 진동가속도이고, \ddot{x}_b 는 마운트 출력단의 진동 가속도이다.

2.4.2 주파수 계산

프레임 부에 대한 고유치 해석을 실시하여 엔진 마운트 부에서 캡 마운트까지의 주파수 전달특성, 각 마운트 상호간의 주파수 전달특성 및 각 마운트 부의 지지점에서 주파수 응답 함수를 구하였다. 이들 주파수 전달 함수와 2.3.3절에서 구한 캡 마운트 부의 소음전달 함수 및 마운트 절연체의 동특성 시험을 통하여 구한 데이터를 Fig. 7과 같은 연성해석을 실시함으로써 엔진 마운트에서부터 최종 운전석 귀위치까지 소음전달 함수를 구하였다.

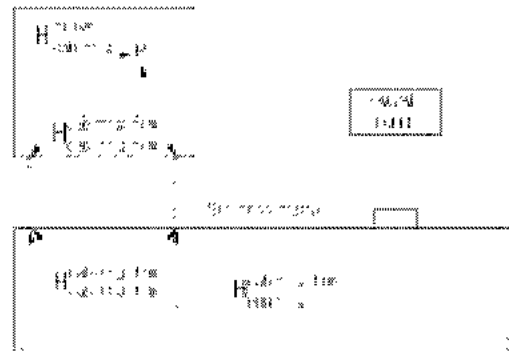


Fig. 7 Principle of frequency based substructuring

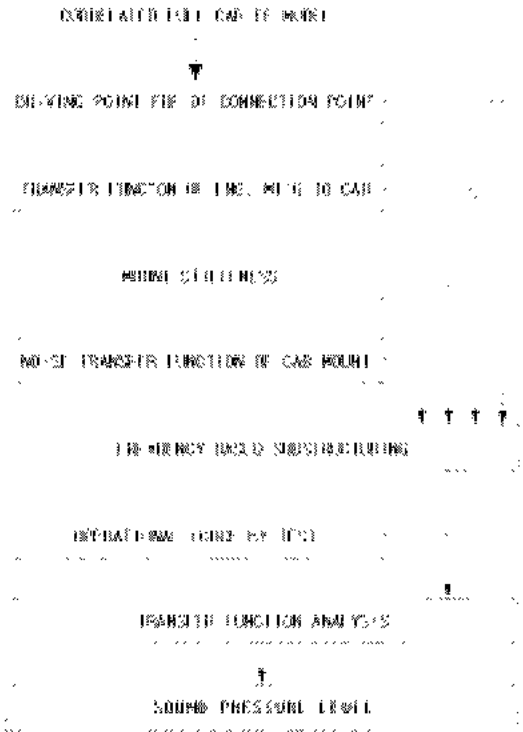


Fig. 8 The process of transfer path analysis

2.4.3 전달음 경로해석

위 절에서 구해진 작용력 및 소음전달 함수의 적을 이용하여 식(4)와 같이 각 마운트 부의 방향 별 최종 운전석에서의 SPL(Sound Pressure Level)에 대한 기여도를 구하였다.

$$IP = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^{3-dir.} H_{ij} f_{ij} \quad (4)$$

여기서 n은 각 마운트의 수이고, H_{ij} 는 i번째 마운트의 j방향으로 가진에 대한 응답부의 음향 전달 함수이며, IP는 응답부의 음압세기이다.

Fig. 8은 유한요소 모델 구성에서 최종 소음 산출까지의 계산 과정을 나열한 것이다.

3. 문제성분 파악 및 개선대책 수립

이상의 음향해석 과정을 통하여 다음의 결과를 얻었다.

- 1) 프레임에서 캡으로의 주경로는 전면의 캡 마운트 상.하방향과 전.후방향이였으며 다른 마운트의 영향은 매우 적게 나타났다. 이를 개선하기 위해서는 프레임에서 캡 마운트로 입력되는 캡 측면의 전면 마운트 지지점의 강성이 취약한 것으로 나타났으며 이를 개선하기 위하여 전면 캡 마운트 부의 전 주파수 대역의 강성증대를 위한 다음과 같은 방안이 모색되었다. 제1방안으로 Fig. 9 와 같이 전면 캡 마운트를 강성봉으로 보강하고 제2 방안으로 Fig. 10과 같이 A 필라부와 강성재 연결을 통하여 보강하였다.

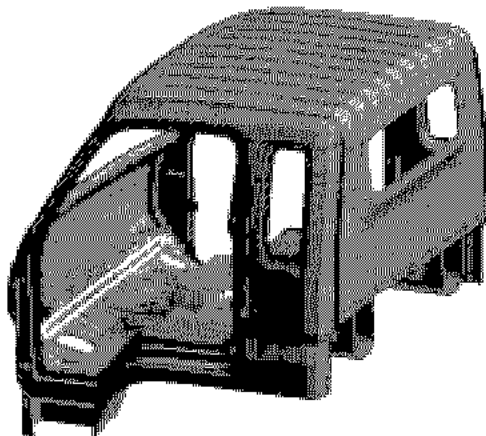


Fig. 9 Reinforced beam across the floor from left to right over the mount position

- 2) 엔진 입력부에서 프레임으로 전달되는 경로 상에서는 엔진 전면부 마운트의 상.하방향이 주 전달경로이며, 엔진 마운트의 프레임 측면의 지지점의 강성이 취약한 것으로 나타났다. 이를 개선하기 위해서 프레임이나 마운트의 강성보강 보다는 프레임 부의 비틀림에 의해 발생하는 변형을 감소시키기 위하여 절연체가 장착된 마운트 부의 위치를 프레임 쪽으로 밀접시키는 제 3 방안으로 Fig. 11과 같이 개선책을 설정하였다.

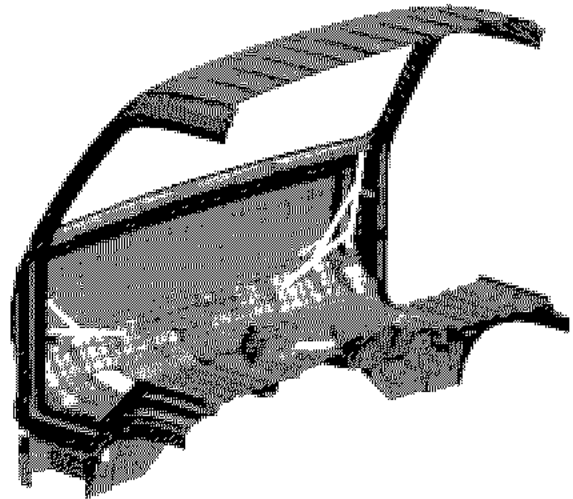


Fig. 10 Reinforcement using A pillar

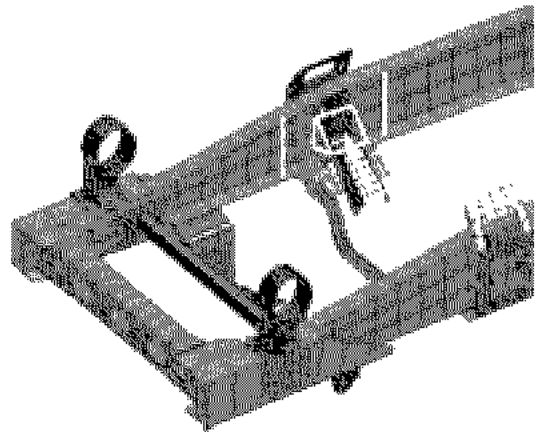


Fig. 11 Change of engine mount position

4. 결과 비교

각각의 개선방안에 대하여 유한요소 모델을 재 구성하고 전체 해석과정을 재 실시하여 다음의 결과를 얻었다.

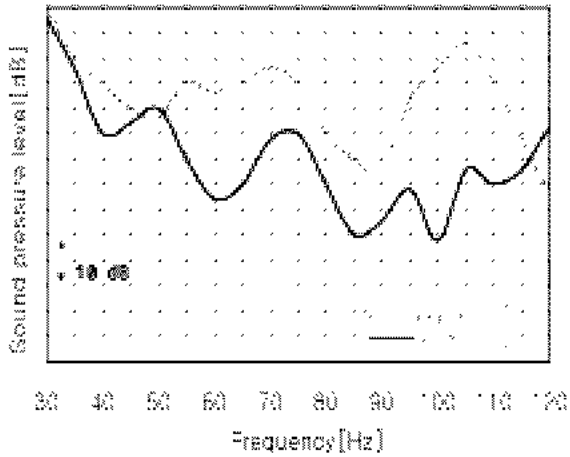


Fig. 12 Result of modification 1

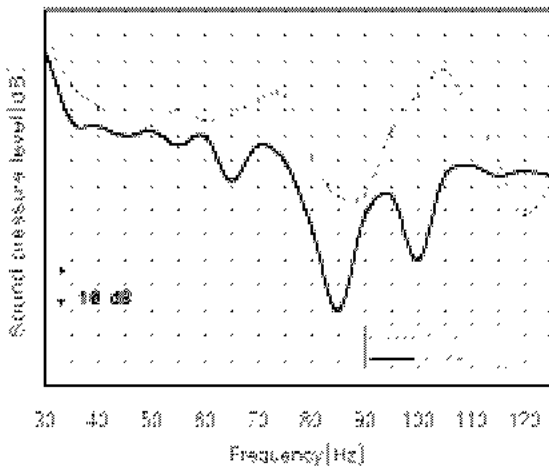


Fig. 13 Result of modification 2

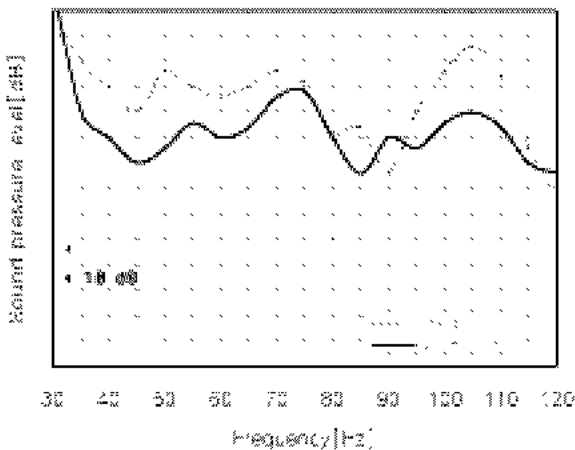


Fig. 14 Result of modification 1

4.1 캡 마운트 부의 지지점 강성증대

방안 1, 방안 2 공히 캡 마운트 위치의 지지점에서 주파수응답 함수에 의한 데이터에 큰 변화를 가져왔으며, 2차 회전 성분이 Fig. 12, Fig. 13 과

같이 10~15dB 정도의 소음저감 효과를 가져왔다.

4.2 엔진 마운트 부의 장착위치 변경

방안 3의 결과 엔진 마운트의 강성증대에 따른 지지점의 강성증대 효과는 크나, 소음저감 효과는 2 ~5dB로써 방안 1, 2 에 비하여 Fig. 14 와 같이 적게 나타났다.

이상의 결과로부터 캡 전면 마운트 부의 2차 회전 성분이 미치는 주파수 대역에서 지지점의 강성보강 안이 최적으로 파악되었다.

5. 결 론

유한요소 모델을 통한 음향전달 특성을 시험데이터를 이용하여 실거동을 파악할 수 있으므로로서 1) 고체전달음에 대한 각 방향으로의 정량화를 기하고, 2) 문제경로 설정과 원인파악을 할 수 있으며, 3) 해석모델 변경을 통한 최적방안 설정 등을 수행하여 실 소음의 개선방향을 설정하였다.

또한 향후 차량의 설계단계에서 음향해석 용 모델구축을 위한 유한요소 모델링 단계와 시제품 이전에 엔진의 입력특성을 파악할 수 있는 데이터베이스 구축과정에서 참고자료가 될 것으로 사료된다.

후 기

본 논문은 2002년도 호원대학교 교내학술연구 조성비에 의하여 지원되었음.

참 고 문 헌

1. 문덕웅, 최명수, “전달 강성 계수법에 의한 격자형구조물의 강제 진동 해석” 한국소음진동공학회논문집, 제8권 제5호, pp. 949~956, 1998
2. 지상현, 이종철, 고병식, “차량 개발시 진동, 소음 저감을 위한 해석 기법의 적용” 자동차기보, K231, pp. 355~365, 1998
3. 강동춘, 주현돈, 이시복, “경계 요소법에 의한 복합 경계 조건을 가진 캐비티 내부 음장 해석” 한국정밀공학회학술대회춘계(2), K682, pp.592~595, 1999
4. 지태한, 최윤봉, “승용차 실내 소음의 전달 경로 해석” 한국소음진동공학회논문집, 제9권 1호,

- pp. 97~102, 1999
5. 송철기, 황진권, 이장무, “자동차 모델의 능동 구조 음향 연성 제어” 한국자동차공학회논문집, 제7권 제2호, pp. 365~377, 1999
 6. 지태한, 홍상범, 정승균, “실내 소음 저감을 위한 차량 구조 최적화” 한국소음진동공학회학술대회논문집(1), K690, pp. 574~579, 1999
 7. 고강호, 이장무, “구조 음향 모드 비연성에 의한 차량의 부밍 소음 저감” 한국소음진동공학회논문집, 제9권 제4호, pp. 822~827, 1999
 8. 이상권 외 5인, “소음 전달 경로 해석 및 주행 모드 해석을 이용한 차량의 실내 소음 저감을 통한 음색 향상” 한국소음진동공학회논문집, 제10권 제5호, pp. 806~810, 2000
 9. 황우석, 이두호, “전달 함수를 이용한 차실 소음의 부분 구조 해석” 한국소음진동공학회논문집, 제10권 제3호, pp. 480~485, 2000
 10. 이원구, “승합차의 차실 음향 해석” 기아기보, 제17권, pp. 62~73, 1992
 11. Bernhard, R. J, “Synthesis of Acoustical Shapes Using the Finite Element Method”, Journal of Sound and Vibration, Vol.98, No1, pp.55~65, 1985
 12. 이덕주, 이재규 “유한요소법을 이용한 내부 및 외부 음향장 해석”, 반도아카데미, Proceeding, pp. 113~116, 1992
 13. 김만복 연구부 차량해석 팀, “차실내 음향모드에 대한 해석 및 실험적 연구”, 기아기보, 제21권, pp. 40~46, 1996
 14. 장경진, 지태한, 박영필, “모드합성법을 사용한 차체 모델의 모달해석” 한국소음진동공학회 춘계학술대회 논문집, pp.34~39, 1995
 15. T. Gialamas and D. Tashalis, “Substructuring by means of FRFs: Some Investigation on the Significance of Rotation DOFS”, IMAC 14, Dearborn, pp. 12~15, 1996
 16. D. Otte, “Development and Evaluation of Singular Value Analysis Methodologies for Studying Multivariate Noise and Vibration Problem”, Ph.D thesis Katholieke Universiteit Leuven, pp. 25~34, 1994