

디젤 엔진 지게차의 소음원별 기여도 분석과 실내소음 저감

^o이종규*, 조영호*, 김경환*, 박석태**김낙인***

Noise Contribution Analysis and Noise Reduction of a Diesel Engine Fork-lift Truck

J. K. Lee, Y. H. Cho, G. H. Kim, S. T. Park, N. I. Kim

Key words : Noise Contribution Analysis(소음기여도 분석), Noise Reduction(소음저감), Insertion Loss(삽입손실), Sound Intensity(음향강도), Sound Field Analysis(음장해석)

ABSTRACT

Severe fork-lift truck noise is annoying to an operator as well as one of the noise pollution elements. This paper presents the noise contribution analysis of a cabin type fork-lift truck to identify the major sources and its usage to reduce the interior noise level. The methodologies for this work are sound field analysis, sound intensity test, insertion loss test of duct system and etc. An effective method to suppress interior noise level of fork-lift truck and design guides are suggested.

I. 서론

최근 생활수준의 향상과 더불어 환경소음에 대한 관심이 고조되고 있는 가운데 산업용 기계분야에서도 이전의 연비향상이나 작업 성능 위주에서 운전자의 안락함과 쾌적함을 추구하는 환경친화적 제품 생산으로 바뀌고 있는 추세이다. 또한 지게차의 경우에도 이러한 추세에 맞춰 국내외적으로 승용차나 마린가치로 고객이 환경문제에 민감하게 반응하여 저소음 저진동의 환경친화적 제품을 요구하고 있으며 이러한 제품들이 세계 시장을 지배해가는 실정이다. 그러므로 지게차의 품질향상과 국내외 시장의 확대를 위해서는 체계적이고 근본적인 소음 저감 대책을 개발하여 시장에 능동적으로 대처할 필요가 있으며 개발한 기술을 제품에 직접 적용하여 양산 품질과 제품 경쟁력의 향상시

킬 수 있는 기술력이 무엇보다도 절실히 요구된다.

본 연구에서는 지게차 캐빈 실내의 소음을 저감하기 위해 우선 각각의 주요 소음원들에 대한 기여도 및 주파수 특성을 파악한 후 이를 통해 관심 영역에 대한 소음저감 및 소음저감안에 대한 방법론을 제시하였다.

II. 본론

1. 지게차 실내소음

지게차의 소음 수준을 평가하는데는 현재 prEN 방법이 주종을 이루고 있는데, 이는 식(1)과 같이 정차시 최대엔진 rpm(약 2470rpm)과 mast up시, 무부하 주행시의 소음을 측정하여 각각에 대해 가중합수를 취해 소음의 수준을 나타내고 있다. 이에 따라 각 시험 모드별로 문제점을 파악하여 해결책을 찾아야 한다.

* : 고등기술연구원 제품시스템연구실

** : 국민대학교

*** : 대우중공업

$$L_{pREN} = 10 \log(0.58 \times 10^{0.1L_{L1}} + 0.18 \times 10^{0.1L_{L2}} + 0.24 \times 10^{0.1L_{L3}}) \quad (1)$$

where, L_{L1} : low idle시 운전자귀 소음평균값

L_{L2} : mast up시 운전자귀 소음평균값

L_{L3} : 무부하 주행시 운전자귀 소음평균값

본 논문의 대상이던 지게차에서는 정차시 최대 엔진 rpm과 mast up시 500Hz에서 dominant한 피크가 발생하고, idle sweep시에는 2차 성분이 지배적이고 1700~1850rpm(368~400Hz) 부근에서 13차 성분이 두드러지게 나타나고 있으며, 이 13차 성분이 캐빈내에서 공진을 발생시키는 요인이 되고 있다. 또한 주행시 문제가 될수 있는 주파수를 살펴 보면 부하시에는 1400rpm 근방의 2차(46Hz)와 7차(160Hz) 성분이, 무부하시에는 1600~1800rpm 대역의 2차와 4차(120Hz)성분, 2200rpm의 4차(150Hz) 성분을 들 수 있다.

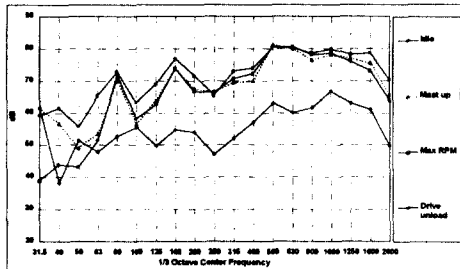


Fig.1 Interior noise level in each test mode

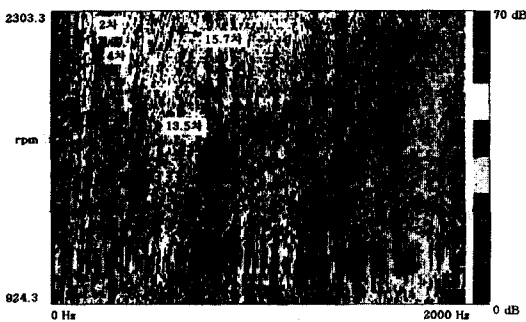


Fig.2 Interior noise in idle sweep

2. 소음원 규명 및 기여도 분석

2.1 음장 해석

차량의 실내는 공동(cavity)의 고유 진동수와 이에 따른 모우드를 갖는다. 한편 차실내 공동은 공동을 둘러싸고 있는 차체 패널의 진동과 외부로부터 전달되는 음에 의해 가진되는데, 이때 차체 패널의 공진 주파수와 차실내 공동의 공진 주파수가 유사한 주파수 영역에 있을때 연성이 되어 소음이

증가하게 된다. 따라서 본 과제에서는 지게차 캐빈의 음장 해석을 통하여 캐빈의 고유 진동수와 모우드를 확인하여 차후에 흡차음재의 적용에 효율을 기하고자 한다.

해석 모델은 캐빈의 실내 형상 자체(model I)와 내부 공간에서 엔진후드를 고려한(model II)에 대해 내부 공간에 대해 solid modeling을 통하여 사면체 element로 모델링하여, 실내 음장 해석 모델을 구성하였다. 또한 해석 모델 구성을 위한 pre-processor는 I-DEAS을 이용하였고, 음장 해석을 위한 solver와 post-processor는 SYSNOISE를 이용하였다. 지게차 캐빈의 model I, model II에 대해 300Hz 주파수 범위까지 음장 해석을 수행하여 Table 1.과 같이 9개의 공진주파수와 음향 모드를 얻었다.

Table 1. Sound field analysis result of cabin

mode No	model I	model II	비고
1	119.63	112.947	
2	136.54	153.12	
3	162.508	163.45	
4	196.687	197.66	모드 근접
5	203.43	198.16	
6	211.986	225.73	
7	230.58	252.09	
8	257.53	258.82	
9	269.53	275.63	

Table 1.과 Fig.3의 해석 결과를 Fig.1에서 Fig.2의 실내소음 시험 결과와 비교해 보면, 실내부밍이 발생할때의 200Hz 실내 소음 대역과 해석의 4번째와 5번째 모드가 일치하고 있음을 보이고 있다. 또한 idle의 low rpm과 최대엔진 rpm시의 실내 소음 160Hz 대역과 해석의 3번째 모드가 일치함을 보이고 있다.

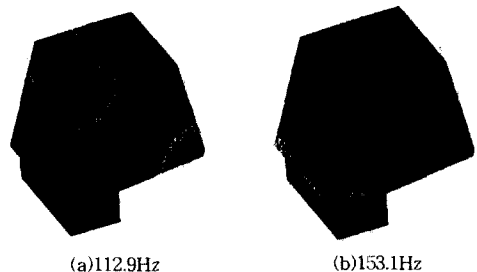


Fig.3 Cavity mode of a cabin

2.2 흡차음재

일반적으로 흡차음재는 음원에서 발생하는 소음을 흡수하거나 차단시켜 소음을 저감하는데 본 지게차에서는 발판(floor plate)에 차음재를 부착하여 발판을 통해 전파되는 투과소음과 발판의 진동에

흡음재를 외부에 차음재를 부착하여 흡차음의 효과를 보고자 하였다. 이와 더불어 캐빈내의 운전자 귀 위치에서의 소음수준이 지게차의 여러 부분에서 오는 각 소음원들의 백터합으로 표현되므로 패널에서 각 부위가 실내소음에 미치는 기여도를 파악하기 위해 주어진 조건에서의 음향장도 map을 생성하여 어느 부위가 방사되는 음향에너지가 큰가를 통해 패널의 소음 기여도를 결정하였다.

2.1.1 음향장도(sound intensity) 시험

시험적으로 소음원을 찾는 방법중 방사에너지 관점에서 보는 일반적인 방법이 음향장도 시험이다. 이는 음원을 크기와 방향을 갖는 백터량으로 표현하여 음원의 방출과 흡입, 전파에 관한 정보를 얻어야 하는데, 일반적으로 자유장과 같이 간단한 음장에서는 음압과 음향장도 사이에 간단한 가정을 세울 수 있지만, 근접장에서와 같이 복잡한 음장에서는 음압과 음향장도와의 관계가 간단하지 않다. 그러므로 음원의 방출과 흡입, 전파에 관한 정보를 얻기 위해서는 음향장도의 측정이 필요하며 음향장도 mapping을 통하여 음향에너지들의 source와 sink를 구별시켜야 한다. 음향장도는 음압과 입자속도의 곱의 시간 평균된 값으로 음압은 하나의 마이크로폰으로 측정이 가능하지만 입자속도를 측정할 수는 없다. 그러나 2개의 마이크로폰으로 이루어진 강도 탐침자를 사용하면 이 문제를 간단하게 해결할 수 있다. 즉 2개의 마이크로폰으로 임의의 2곳의 압력을 측정하고 표면상의 압력은 다음과 같은 식으로 압력 평균치를 사용한다.

$$p = \frac{p_1 + p_2}{2} \quad (2)$$

또한 표면에 수직한 공기 입자 속도 v 는 2곳의 압력차로써 계산할 수 있다.

$$v = \int \frac{p_2 - p_1}{\rho \Delta r} dt \quad (3)$$

여기서 p_1, p_2 는 각각의 음압을, ρ 는 공기 입자 밀도, Δr 은 마이크로폰 사이의 거리를 나타낸다. 따라서 음향장도는 평균음압과 속도의 곱인 아래의 식과 같이 표현된다.

$$I = p \cdot v = \frac{p_1 + p_2}{2} \int \frac{p_2 - p_1}{\rho \Delta r} dt \quad (4)$$

음향장도의 측정은 두 개의 마이크로폰을 사용한 음향장도 측정용 탐침자에 12mm spacer를 사용하여 지게차 후드, 발판, 대쉬(dash)에 대해 총 70 point에서 측정하였다. 측정결과는 전체적으로 후

드의 가장자리 부위와 대쉬쪽의 중앙부분과 하단 부위의 방사에너지가 가장 지배적으로 나타났다.

대쉬 중앙부분은 유압소음의 영향이 크며 대쉬의 하단부위와 후드의 왼쪽 상단부위는 흡기계에서 공기의 유입에 의한 성분이 포함되어 있다. 또한 후드 왼쪽과 오른쪽 하단부위는 엔진폭발에 의한 성분등이 지배적인 것으로 나타났다. Fig.4는 500Hz에서 각 방향별 음향장도를 나타낸 것이다.

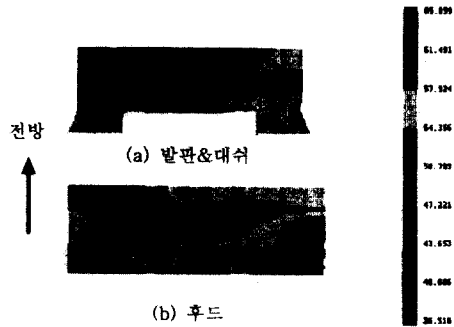


Fig.4 Sound intensity at idle

2.3 흡기계(intake system)

2.3.1 흡기 소음의 측정과 무한 머플러의 적용
흡기계의 바디 스노클 부위에서의 소음을 측정할 결과 150Hz와 500~600Hz, 1100Hz에서 실내소음의 문제 주파수와 일치하였으며 흡기계의 성능을 평가하기 위해 흡기 오리피스 끝단에 무한 머플러(infinite muffler)를 장착하여 맥동소음을 차단한 결과 maximum rpm에서 base에 비해 약 0.6dB의 효과가 있음을 알 수 있었다.

2.3.2 삽입손실(insertion loss)의 측정

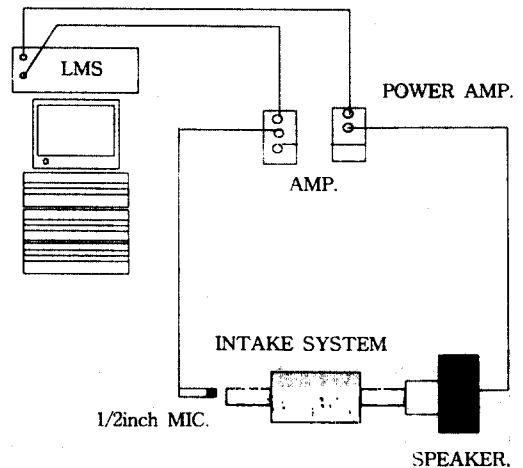


Fig.5 Test setup of insertion loss

일반적으로 흡기계를 포함한 덕트시스템의 성능 평가시 삽입손실이 사용되는데 이는 각각의 흡기 매니폴드 출구관에 스파커를 설치후 흡기계를 가진시켜 흡기계 출구단에서의 음압을 흡기계의 유무에 따라 비교한 측정치이다. 본 논문에서 매니폴드의 위치 변화에 따른 삽입손실을 측정된 결과관의 길이가 변하는 만큼 주파수와 피크치의 이동이 어느정도 수반되지만 매니폴드 출구관의 위치에 따라 문제가 될 수 있는 주파수는 크게 변함이 없었다. 흡기계의 삽입손실의 경우 문제가 될 수 있는 주파수를 살펴보면 오리피스 끝단의 피크치와 대체로 일치하는데, 그 주파수는 268Hz, 338Hz, 550Hz, 600Hz, 800Hz, 1080Hz, 1390Hz, 1500Hz 정도를 들 수 있다. 이 결과를 실차에서 baseline test한 결과와 비교해 보면 실차에서도 500~800Hz의 주파수 영역과 1000~1200Hz의 주파수 영역이 문제가 되고 있음을 알 수 있다. 특히 1000~1200Hz의 주파수 영역은 지게차의 실내소음 측면에서도 큰 문제로 되었던 영역으로 향후 음질평가 측면에서도 중요한 영역이기도 하다. 시험한 흡기계는 전반적으로 230~400Hz 대역과 1100~1250Hz 대역 그리고 1700Hz 대역에서 역류 팽창형 챔버(cross flow expansion chamber)와 천공형(perforated type) 소음기의 소음 역할을 하고 있다. 또한 에어크리너 박스(A/C box)의 삽입손실을 보면 150Hz와 600~1000Hz 사이의 주파수 영역이 상대적으로 취약하게 나타남. 특히 150Hz는 실내소음의 4차 성분에 근접한 주파수로 차량 부밍소음의 원인이 된다.

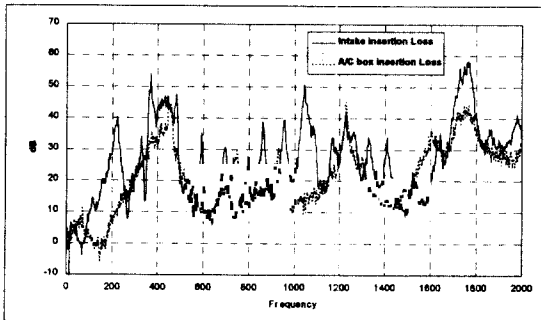


Fig.6 Insertion loss of intake and A/C box

2.3.4 흡기 A/C box 브라켓에서의 IPI 측정

흡기계 구조적 기인소음의 영향을 알아보기 위하여 A/C box에 대한 IPI(input point inertance)를 측정하였더니 420Hz에서 공진 피크가 발생하였다

2.4 배기계(exhaust system)

2.4.1 배기 소음의 측정과 무한 머플러의 적용

배기계의 오리피스를 측정된 결과 실내소음의 150~160Hz의 4차와 7차 성분은 배기계의 4차 성분에 기인한 것으로 판단되며, 무한 머플러를 장착하였을 경우 base에 비해 약 0.8dB의 소음 감소 효과가 있었다.

2.4.2 삽입손실(insertion loss)의 측정

배기계의 경우는 삽입손실 측정시 1040Hz의 주파수 영역에서 음의 값을 가지므로 차량에서 부밍소음의 원인이 된다. 또한 머플러의 경우는 250Hz와 1224Hz, 1712Hz에서 음의 값을 가지는데 등 전체적으로 고주파수 대역이 취약한 형태를 보이는데 이는 배기계의 머플러가 두 개의 연장관을 사이로 단순 격벽으로 되어 있어 구조상 취약할 수 밖에 없는 경우이다. 고주파수 대역의 소음 감소를 위해서는 머플러 구조를 천공 흡음형으로 하여야 할 것이다.

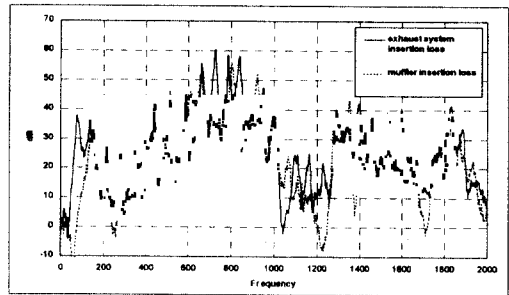
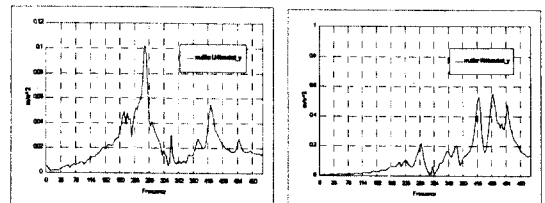


Fig.7 Insertion loss of exhaust system & muffler

2.4.3. 머플러 브라켓에서의 IPI 측정

머플러 좌우측 브라켓에서의 IPI 측정결과 260 Hz와 420Hz 부근에서 공진 피크가 발생하였다. 이 중에서 260Hz는 캐빈 음향모드와 연성이 되어 있고 420Hz는 실내 공진 피크 성분에 근접하여 부밍 성분이 될 우려가 있다.



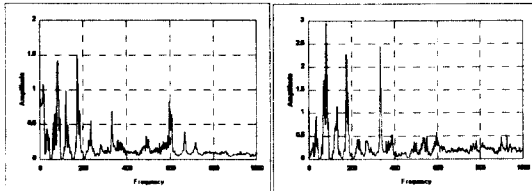
(a) muffler LH bracket_y (b) muffler RH bracket_y

Fig.8 Input point inertance of muffler bracket

2.5 엔진마운트(engine mount)

엔진마운트의 구조를 보면 차량 전방에는 수직형 변속기마운트가 위치하고, 차량 후방에는 경사형 엔진마운트가 위치하고 있다. 진동전달률(transmissibility)을 보면 주파수에 따라 다른데, 저주파수(100Hz 이하)에서는 차량 좌우방향의 진동 절연특성이 다른 방향에 비해 상대적으로 취약하며, 중고주파수(100Hz 이상)에서는 차량 상하방향의 진동 절연특성이 취약함. 그러나 경사형 엔진마운트의 경우는 두 방향 모두 진동 절연특성이 취약한 실정이다.

전체적으로 엔진마운트의 진동전달률을 보면 100Hz 근방(95Hz에서 100Hz)과 175Hz의 주파수대역이 문제가 되고 있는데, 여기서 100Hz는 엔진마운트의 동적강성(dynamic stiffness)의 피크치로 진동절연 측면에서 매우 취약한 주파수 영역이다. 후방 우측 엔진마운트의 경우 500Hz에서 600Hz의 주파수 대역에서 공진 피크가 존재한다. 이 중에서 캐빈내에서 공진을 일으키는 원인이 되는 150Hz 주파수 대역은 흡기계의 부밍 성분과도 연성되어 있어 이 영역에 대한 비연성화 작업이 필요하다.



(a) rear right side (b) rear left side
Fig.9 Transmissibility of engine mount

2.6 냉각팬(cooling fan)

팬의 방사소음을 측정하기 위하여 마이크로폰을 팬에 근접시키게 연료펌프와 반대방향으로 일치시켰다. 실험결과 100Hz의 저주파수와 1000~1200Hz의 고주파수가 문제 영역임을 알 수 있었다.

3. 소음저감 대책

3.1 흡차음재

기존의 지게차는 후드 안쪽 부위에만 흡음재가 부착되어 있는 관계로 엔진소음의 충분한 흡차음의 역할을 하지 못했다. 또한 발판 역시 제진재가 없이 그냥 바닥에 얹혀 있어 아래로부터 전파되는 엔진소음을 충분히 차폐하지 못할 뿐만 아니라 그 자체가, 다시 진동하여 소음원이 되는 상황이었다. 그래서 본 연구에서는 엔진의 방사소음이 실내로

직접 유입되는 것과 진동에 의한 소음을 막기 위해서 발판과 후드 부위에 2t의 asphalt deadener를 장착하였다. 또한 틈새들(후드와 바닥사이, 바닥과 캐빈사이, 발판 페달류 사이)을 적절히 막아줌으로써 엔진의 밑부분에서 발생하는 소음이 실내로 전파되는 것을 막았다.

3.1.1 후드 & 발판

2t의 asphalt deadener를 후드 부위에 적용한 결과 maximum rpm에서 엔진 방사소음(엔진 2차 성분)에 의한 실내소음이 2.1dB 저감되었고, 여기에 후드 부위에 asphalt deadener를 추가로 적용후 실내소음이 1.2dB 저감효과를 보였다. 특히 고주파수 영역(1000Hz 근방)에서는 2dB이상의 차음 효과를 보였다.

3.1.2 창문

지게차의 실내소음을 보면 40Hz미만의 저주파대역에서 운전자의 귀를 압박하는 공진이 발생되고 있다. 이의 원인을 파악하기 위해서 전후 창문에 대한 모달테스트를 한 결과 전방 창문의 영향으로 판명났다. 그래서 저주파 공진을 없애기 위해 창문 표면에 2t의 asphalt deadener를 부착하여 질량효과(mass effect)를 주었다. 그 결과 약 1.1dB의 소음 감쇠 효과를 볼 수 있었다. 따라서 저주파 공진을 제거하기 위해서는 전방 창문에 마운트를 장착하는 방법, cabin과 floating하는 방법, 창문의 두께를 변화시키는 방법등을 사용하여 고유주파수를 이동시키는 것이 필요하다

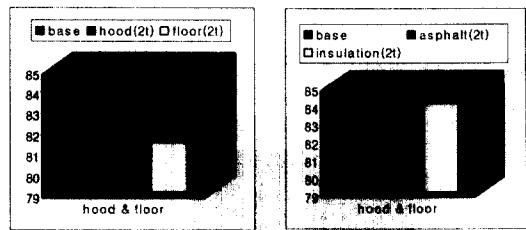


Fig.10 Interior noise level at maximum rpm

3.2 흡기계에 대한 대책

3.2.1 헬름홀츠 공명기의 적용

실내소음의 4차 성분인 부밍 소음을 저감하기 위해서 150Hz의 헬름홀츠 공명기를 적용한 결과 150Hz에서 약 2.3dB의 저감 효과를 나타내었다. 이때 공명기의 체적은 0.8liter이고 목의 직경은 3.5cm이며 목의 길이는 9.8cm로 하였다.

3.2.2 에어크리너 박스의 방사소음 저감

흡기 오리피스에 무한 머플러를 장착한 경우 (0.6dB 감소)가 에어크리너 박스를 흡음재로 감싼 경우에 비해 효과(1.4dB 감소)가 별로 크지 않은데 그 이유는 본 차량의 흡기소음의 상당 부분이 흡기 벨브가 닫힐 때 발생하는 공기의 토출소음보다는 에어크리너 박스 겉표면에서 방사되는 소음이 더 지배적임을 의미한다. 그리고 에어크리너 필터의 제거시 약 0.8dB의 차이가 나는 것으로 보아 에어크리너 필터의 효과가 큼을 알 수 있다.

그러므로 차후 실내소음의 저감을 위해서 에어크리너 박스의 두께를 증가시켜 투과손실을 높이거나 에어크리너 박스에 강성 보강용 리브를 장착하여 진동에 의한 전달손실을 크게해야 할 것이다.

3.2.3 흡기계 유로 차단

흡기계와 캐빈의 공동이 통하는 덕트 부위를 흡음재를 이용하여 충전하여 내부 음의 전달경로를 막은 결과 2dB의 소음 저감 효과를 보였다.

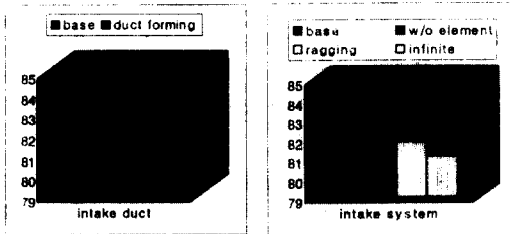


Fig 11 Interior noise level of intake system at maximum rpm

3.3 배기계

3.3.1 머플러 방사소음 저감

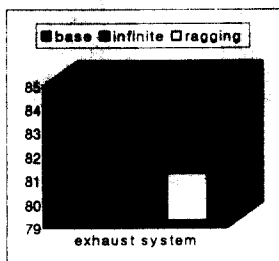


Fig.12 Interior noise level of exhaust system at maximum rpm

배기머플러를 고무로 절연시켰을 경우 base에 비해 별 차이가 없고, 무한 머플러를 장착하였을 경우는 base에 비해 약 0.8dB의 소음 감쇠 효과가

있는데 이처럼 소음이 작아지는 이유는 배기계의 방사소음과 맥동소음이 브라켓을 통한 구조 기인 소음에 비해 크을 나타낸다. 또한 배기 파이프를 감싼 경우 base에 비해 별 차이가 없고, 머플러를 감싼 경우는 약 1.4dB의 효과가 나타낸다. 이는 방사소음이 출구 파이프보다는 머플러를 통해서 실내로 유입되는 것으로 사료된다.

III. 결론

- 1) 패널에서 각 부위가 실내소음에 미치는 기여도를 파악하기 위해 주어진 조건에서의 음향강도 map을 생성하여 방사되는 음향에너지를 조사한 결과 후드 부위에서는 가장 자리가 지배적이고, 발판 및 대쉬 부위에서는 중앙 상단부위가 지배적임을 알 수 있었다.
- 2) 흡기계의 음향모드 분석과 주파수 분석에 의해서 흡기계의 소음 특성을 파악하였고 적절한 헬름홀츠 공명기를(150Hz)의 적용으로 소음을 2.3dB정도 줄일수 있었다. 또한 흡기계의 유로를 차단하여 2dB의 저감효과를 볼 수 있었다.
- 3) 2t의 asphalt deadener를 후드 부위에 적용하였더니 base에 비해 엔진 방사소음(엔진 2차 성분)에 의한 실내소음이 2.1dB 저감되었고, 여기에 발판 부위에 적용하였더니 실내소음이 1dB 저감되었다.
- 4) 전후의 창문의 표면에 2t의 asphalt deadener를 부착한 결과 약 1.1dB의 소음 감쇠 효과를 볼 수 있었다.

IV. 참고문헌

1. Tomio Katsuta, Atsuhiko Matsuda, Seiichi Hamada, "Acoustic analysis of Truck Cab", SAE Paper 911075, pp.317 -321, 1991
2. Y. Nishie, T. Kohama, and Osamu Kuroda, "New Approach to Low-Noise Air Intake System Development", SAE Paper 911042, pp.25 -37, 1991
3. 김덕신, 장한기, 이성호, "지게차의 소음저감 연구, 소음진동공학회 추계학술대회, pp.99-103, 1995
4. 송세철, 전범석, 김원영, 김형근 "지게차 소음원 규명 및 소음저감, 소음진동공학회 추계학술대회, pp.557-563, 1997