

배기계 방사소음에 대한 소음기 셸/격벽간 접합구조의 영향

Effect of the Joint Condition between Muffler Shell and Baffle on Radiated Noise

양 철 호†

Chulho Yang

(2005년 10월 5일 접수 ; 2006년 2월 15일 심사완료)

Key Words : Radiated Noise(방사소음), Flow Noise(기류음), Exhaust System(배기계), Modal Test and Simulation (모드 실험 및 해석)

ABSTRACT

The effect of the joint condition of automotive muffler shell and baffle on radiated noise from muffler shell is studied. Shell vibration characteristics, especially shift in natural frequency and change in of response amplitude, was identified from finite element analysis and modal tests for various joint conditions between shell and baffle. When there is heat expansion and inner pressure from the exhaust gas in the muffler with elliptical cross section, the shell expands out, and construct gap with baffles. This gap causes more degrees of freedom of shell vibration and natural frequency shift. By welding the muffler shell to the baffles or using a dual shell muffler, the radiated noise problem could be mitigated supplying more a rigid joint and damping, respectively.

기 호 설 명

- T_1, T_2 : 셸의 장력
- θ_1, θ_2 : 셸 표면과 접평면과의 각도
- R_1, R_2 : 셸과 평면간 수직 접촉력
- ω : 각 진동수
- ρ : 밀도
- h : 셸의 두께
- a : 셸의 반경
- E : 영(Young's) 탄성계수
- μ : 푸아송 비

1. 서 론

자동차용 배기계는 엔진에서 배출되는 연소가스를

대기 중으로 배출시키는 장치로서, 배기가스의 유도, 배기 소음의 저감, 배기 가스의 정화 등 여러가지 기능을 담당하고 있다. 특히 최근들어 자동차 소음에 대한 규제의 강화, 정숙한 차량에 대한 소비자의 욕구 증대 등으로 인해 배기계의 소음 성능에 대한 연구가 많이 요구되어지고 있다. 증가하는 재료비, 인건비, 국제적 시장에서의 경쟁 심화 등으로 가격 경쟁력 확보의 필요성 또한 자동차 개발 업체의 큰 과제로 떠오르고 있다. 배기계 생산 비용 감소의 일환으로, 억지끼워 맞춤법(mechanical lock)에 의해 소음기 생산이 추진되어져 오고 있었다. 이 기법에 의해 소음기(muffler)를 생산함으로써 소음기 표면(shell)과 그 내부의 격벽(baffle) 간의 용접 과정을 생략할 수 있으므로, 용접라인의 축소, 인건비 감소, 생산 시간 단축 등 비용 측면에서 많은 장점을 가지고 있다. 그러나 이 방식으로 생산된 소음기는 그 표면에서의 방사소음, 내부에서의 이상 기류음, 소음기 내부에 채워진 흡음재의 이탈 등 여러가지 문제점을 가지고 있었으며 그 원인 분석 및 대책 수립에 많은 노력을 기울

† Corresponder ; Member, ArvinMeritor, Inc.
E-mail : chulho.yang@arvinmeritor.com
Tel : (1-812) 341-2354, Fax : (1-812) 341-2350

여 왔으나, 이러한 문제가 엔진이나 배기 시스템이 가열되었을 때에만 발생하고, 주로 타원형(elliptical)의 단면을 갖는 소음기에서 발생하며, 감지할 만한 외견 상의 제작 오차가 발견되지 않는 특정한 일부 시스템에서만 발생하는 등 문제의 원인이 쉽게 발견되지 않아 대책 수립에 많은 어려움이 있었다. 소음 문제가 발생하더라도 차량 개발 기간의 제한상 주로 여러가지 가능성이 있는 부위를 변경하여 실험하고 해결책을 찾아내는 시행오차에 의해 문제를 해결하게 되므로, 발생한 문제의 원인 규명에는 소홀하게 되고, 동일 문제가 반복되어 발생하는 오류가 자주 생기게 된다. 여러가지 실험과 해석을 통하여 이러한 방사소음 문제가 소음기 표면의 진동에 의해서 발생하며, 기류 소음은 셀과 격벽간의 간격을 통하여 흐르는 배기가스의 기류에 의해 발생함이 입증되었다.

평판 또는 셀 요소의 진동에 대한 연구는 많이 이루어져 왔다. 유한 요소 해석을 이용하여 소음기 셀과 파이프의 동적 거동을 분석하고, 셀의 방사를 줄이기 위하여 셀 표면의 보강을 위한 위상 최적화(topological design) 기법이 적용되었다⁽¹⁾. 일정 두께나 곡률을 갖는 원형, 타원형의 단면 셀 또는 다양한 두께와 곡률을 갖는 임의 단면 실린더 셀 요소에 대한 자유 진동에 대해 Rayleigh-Ritz기법을 확장 적용하고 평판요소와 셀 요소를 결합한 운동 방정식이 유도되었다^(2~4). 여러가지 다양한 경계 조건을 갖는 임의 단면 실린더 판넬에 대한 자유 진동⁽⁵⁾, 다양한 두께와 곡률을 갖는 여러가지 실린더형 셀에 대한 진동 특성을 나타내는 이론식들도 많이 유도되었다⁽⁶⁾. 원통형 스파이럴 소음기 표면에서의 방사소음 특성이 규명되었으며, 소음기 셀의 강성이나 질량의 변화가 그 표면의 진동, 소음 거동 특성에 큰 차이를 나타냄이 입증되었고 최적의 두께를 선정하는데도 적용되었다⁽⁷⁾. 또한 원통형 셀과 원형 평판이 결합된 구조에 대한 식이 유도되고 그 결과가 유한 요소 해석 모델과도 잘 일치함이 입증되었다⁽⁸⁾.

이 연구에서는 소음기 본체와 배기 시스템에 대한 모드실험, 개발 차량에 대한 주행 실험, 유한요소법에 의한 모드해석, 응력과 변형률 해석 등을 통해 이러한 여러가지 소음의 원인을 규명함으로써, 방사 및 기류 소음에 대한 배기계 개발 담당 엔지니어들의 이해를 증진 시키고 자동차 개발 과정에서 발생하는 소음 문제를 보다 효율적으로 개선할 수 있도록 하며,

향후 동일 문제의 발생을 방지하고자 한다.

2. 진동 실험과 해석을 통한 방사 및 기류소음의 원인 규명

배기계의 소음기 표면으로부터 발생한 방사 소음이 일정 시간의 차량 운행이 이루어진 후 엔진과 배기계의 온도가 높아졌을 때 240 Hz 부근에서 발생하였다. 또한 동일 기법으로 생산된 다른 차종에서는 특정 주파수 영역에서 이상 기류음이 발생하였다. 이러한 현상을 분석하기 위하여 문제가 발생한 소음기와 발생하지 않은 소음기의 주파수 응답 함수를 측정, 분석하였으며, 두 응답함수의 그래프를 Fig. 1에서 비교하였다. 같은 설계 사양으로 제작된 두 소음기이지만, 동일 모드형상(mode shape)을 갖는 두 주파수 응답 함수의 공진주파수가 20 Hz 정도 차이가 남을 알 수 있다. 이러한 현상은 소음기 단체의 모드 실험과 차량에 장착된 상태에서 측정한 경우에 모두 발견되었다. 따라서 설계상의 치수 차이 이외에, 특정 조건에서 소음기 셀의 거동 차이를 유발할 수 있는 다른 인자의 규명이 필요하다.

2.1 원형/타원형 셀의 일반적 거동

식 (1)에 나타낸 단순지지 경계조건을 가지는 원통형 셀의 고유진동수 식에서 알 수 있듯이, 일반적으로 실린더형 셀의 거동은 그 면의 곡률($1/a$)이나 두께 (h), 셀의 길이(L)에 많은 영향을 받는다⁽⁹⁾.

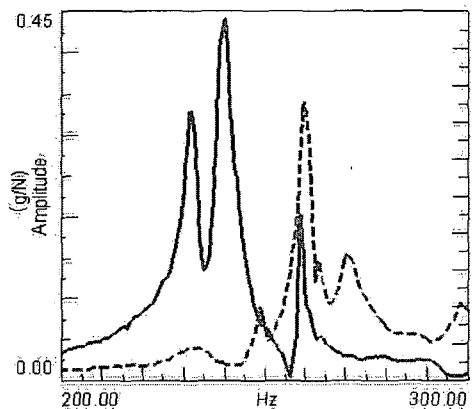


Fig. 1 Comparison of frequency response functions for the mufflers with (solid) and without (dashed) problem

$$\omega_{mn} = \frac{1}{a} \sqrt{\frac{E}{\rho}} \times \sqrt{\frac{(m\pi a/L)^4}{[(m\pi a/L)^2 + n^2]^2} + \frac{(h/a)^2}{12(1-\mu^2)} \left[\left(\frac{m\pi a}{L}\right)^2 + n^2 \right]^2} \quad (1)$$

where,

- a : Radius of shell
- L : Length of shell
- E : Young's modulus
- ρ : Density
- h : Thickness
- μ : Poisson ratio
- m, n : Wave number in longitudinal and circumferential direction

즉, 탄성계수(E)나 밀도(ρ), 푸아송 비(μ) 등이 같은 동일한 재질이 사용될 경우에, 원형 보다는 타원형의 단면에서, 두꺼운 것보단 얇은 판에서, 짧은 셸보단 긴 셸에서 낮은 주파수 영역의 고유진동수가 발견될 가능성이 더욱 높다. 이러한 관계는 다른 여러가지 경계 조건에 대한 고유진동수 식에서도 비슷하게 나타난다. 외견상으로 또는 측정에 의하면 실험한 제품이 설계 사양과 큰 차이를 보이지 않았으므로 유일하게 셸의 거동에 영향을 미치는 인자는 소음기 내부의 격벽과 셸의 결합구조에 의해 영향을 받는 셸의 길이(L)라고 예측할 수 있다.

격벽 간의 거리와 셸의 동적 거동과의 관계를 파악하기 위하여 두 개의 다른 격벽간 거리(230 mm,

260 mm)를 가지는 소음기 표면에 대한 주파수 응답 함수를 측정하여 Fig. 2에 비교하여 놓았다.

격벽 간 거리가 260 mm인 경우 문제의 정점이 동일 주파수에서 발견되었으나, 230 mm인 경우 좀 더 높은 주파수 영역에서 발견되었다. 이는 셸 진동이 발생하는 구간이 짧아짐으로 인해 고유진동수가 높아지는 효과로 인한 것이다.

역지끼워 맞춤식으로 제작된 소음기의 경우 격벽(baffle)이 셸과 충분한 접촉력을 가질 경우에만 셸의 지지대 역할을 할 수 있으며, 제작오차로 인한 느슨함, 열팽창으로 인한 셸의 변형, 내부의 배기가스 압력 등 내외부의 환경변화로 인해 그 경계조건이 변할 경우에 소음기 셸의 거동에 또한 변화가 발생할 수 있다. 방사 소음과 이상 기류음 모두 역지끼워 맞춤식 배기시스템에서 발생하였으므로, 소음기 셸과 내부 격벽간의 다양한 접합 조건에 대한 모드 실험과 해석을 수행 하였다.

2.2 소음기 셸과 내부 격벽 간의 다양한 접합조건에 대한 해석

두 시스템의 치수(재질, 격벽간 거리, 셸 두께, 곡률 등)와 제작 공차의 차이는 발견되지 않았으므로, 이상적으로 접합 조건을 강제 결합으로 모델링한 유한요소 모드 해석을 통하여서는 문제의 유무가 다른 두 시스템 간의 거동 차이를 규명할 수 없었다.

소음기 셸과 격벽 간의 다양한 접합 조건이 셸 표면의 동적 거동에 어떠한 영향을 미치는지 파악하기 위하여 다음의 5가지 다른 경계 조건에 대해 모드 해석을 실행하였다(Fig. 3). 셸과 접합되는 플랜지 부를 그 폭(width) 방향으로 세개의 층으로 나누어 각각 다른 경계 조건을 적용하였다.

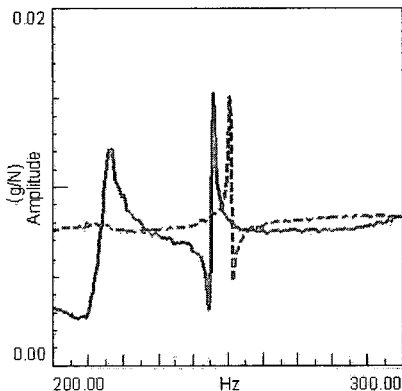


Fig. 2 Frequency response functions of the muffler shell for different baffle spacings: (Solid)-260 mm, (Dashed)-230 mm

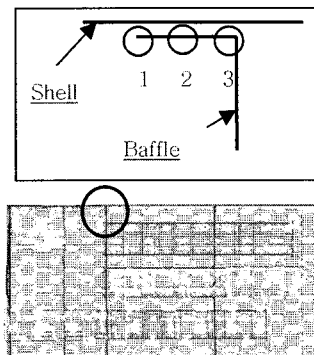


Fig. 3 Finite element model of the muffler

- (1) 셸과 격벽 간의 강제적 결합 (상대적 운동 발생 불가)
- (2) 격벽 플랜지 부의 3개소(플랜지 끝단, 중간부, 꺾임부)에 대해 수직 방향 운동 구속, 셸 길이 방향 미끄럼 운동 허용
- (3) 격벽 플랜지 끝단만 수직 방향 구속, 셸 길이 방향 미끄럼 운동 허용
- (4) 격벽 플랜지 끝단만 접선 방향 구속, 수직 방향과 셸 길이 방향 운동 허용
- (5) 셸과 격벽간 모든 방향 상대 운동 허용

각 경우에 대한 해석 결과를 Table 1에 비교하였다. 소음기 셸과 격벽간 상대 운동에 대한 자유도가 늘어날수록 셸 모드의 고유 진동수가 현격하게 감소함을 알 수 있다. 문제가 발생한 실제 소음기와 가장 유사한 모델은 플랜지 끝단에서 접선 방향 상대운동만 구속함으로써 셸과 격벽간의 접합면에서는 수직, 수평 방향 모두 어느 정도의 자유도를 허용한 경우 4)임을 알 수 있다. 따라서, 소음 문제가 발생하는 시스템의 경우에 이 접합부의 경계조건에 변화가 생기고 있음을 예측할 수 있다.

2.3 소음기 셸과 내부 격벽 간의 다양한 접합조건에 대한 모드실험

이론과 해석결과로부터 유추한 내용이 타당한 것인

Table 1 Comparison of natural frequencies of typical shell mode [Hz]

Mode	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5
1st	498.9	496.4	266.1	244.1	197.2
2nd	548.8	542.1	312.0	249.6	213.1

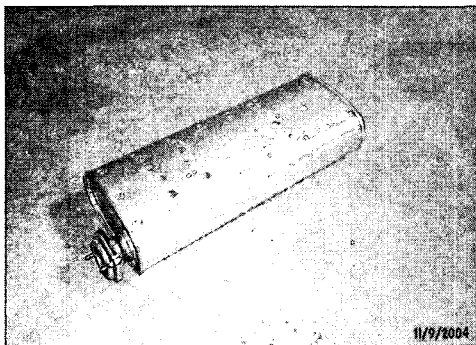


Fig. 4 Muffler tested for various joint conditions between shell and baffle

지 확인하기 위하여 Fig. 4에 나타낸 소음기 단체에 대한 모드 실험을 하였다. 이 실험은 셸과 격벽간의 용접 유무, 한겹 셸(single shell)과 두겹 셸(dual shell), 격벽 간의 거리 차이를 가지는 소음기에 대해 실험하여 결과를 비교 하였다. Fig. 5에서 용접하지 않은 한겹 셸, 용접한 한겹 셸, 용접하지 않은 두 겹 셸의 세 경우에 대한 주파수 응답 함수를 비교 하였다. 셸과 격벽 간에 용접을 하지 않은 한겹 셸의 소음기에서만 문제가 발생했던 240 Hz 부근에서 주파수 응답 함수의 정점(peak)이 발생하였고, 용접을 한 경우는 고유진동수가 보다 높은 주파수 영역으로 이동하였으며, 두겹의 셸을 적용한 소음기에서는 높은 감쇠 계수로 인해 크기가 매우 작은 진동량의 응답이 발생하였다. 이는 해석 결과로부터 얻은 경향과 상당히 잘 일치한다.

위의 해석 및 실험 결과들을 종합하여 볼 때 소음기의 표면에서 발생하는 방사 소음은 셸과 격벽 간의 접합 조건, 격벽 간의 거리에 크게 좌우됨을 알 수 있다.

3. 타원형 단면 소음기의 셸 거동에 대한 고찰

앞에서 보인 해석과 실험 결과에 대한 보다 확고한 이해와 분석을 위하여 억지끼워 맞춤 소음기의 셸과

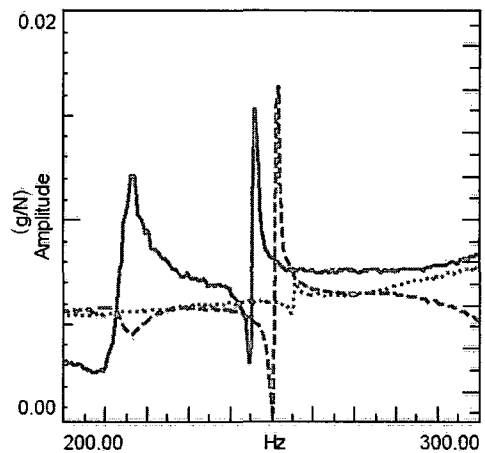


Fig. 5 Frequency response functions of the muffler for various conditions : (solid)-single shell without welding, (dashed)-single shell with welding, (dotted)- dual shell without welding

격벽간의 역학 관계에 대한 분석을 하였다. Fig. 6에 보인 바와 같이 원형 또는 타원형 단면을 갖는 셸의 내부로 일정량의 간섭을 가지는 격벽이 끼워 맞춰질 경우 셸에 발생하는 장력으로 인해 셸과 격벽 간의 접촉력 (ex: R_1, R_2)이 생기며, 이 접촉력에 의해 외부의 하중이나 내부 압력에 저항할 수 있는 구조를 이루고 배기가스의 누출이 없는 공간을 구성함으로써 소음을 감소시키는 확장실이나 헬름홀쯔(Helmholtz) 공명실의 역할을 담당하게 된다.

그러나 이 접촉력은 원형 단면을 가지는 소음기에서는 원주 방향으로 일정하게 발생하나 타원형의 단면을 가지는 소음기의 경우는 Fig. 6에 보인 바와 같이 단순화 시킨 소음기 단면의 기하학적 특성에 의해 셸의 원주 방향 전체에 대해 일정하지 않으며 평평한 쪽의 접촉력(R_2)이 곡률이 큰 쪽(R_1)에 비해 훨씬 적게 된다.

접촉하는 두 곡면에서 발생하는 장력과 접촉력에 대해 간단한 평형식을 세우면 식 (2)와 같이 나타낼 수 있다. 임의의 두 위치에서 식 (3)과 같이 셸의 장력 T_1, T_2 가 같더라도 평평한 부위와 곡률이 큰 모서리 부위처럼 접면과 셸 표면이 이루는 각도 (θ_1, θ_2)의 차이가 생기면 식 (4), (5)와 같이 그에 의해 발생하는 수직 접촉력의 크기에 차이 발생하게 된다.

$$R = T \sin \theta + T \sin \theta = 2T \sin \theta \quad (2)$$

$$T_1 = T_2 \quad (3)$$

$$\theta_1 > \theta_2, \sin \theta_1 > \sin \theta_2 \quad (4)$$

$$R_1 = 2T_1 \sin \theta_1, R_2 = 2T_2 \sin \theta_2 \quad (5)$$

$$\therefore R_1 \gg R_2$$

이러한 접촉력의 차이는 소음기 시스템 내외부의 하중이나 열, 제작오차 등의 환경변화에 의해 셸의 장력이 감소할 경우 또는 내부 압력이 작용할 경우 평평한 쪽의 면에서 접촉력이 먼저 제거 됨으로써 이 부위에 셸과 격벽 간의 간극이 생기게 하며, 이 간극으로 인하여 방사 소음이나 이상 기류음이 발생하게

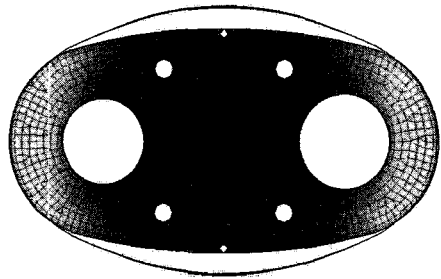


Fig. 7 Shape of shell deformation at 400°C with internal pressure 0.0119 N/mm²

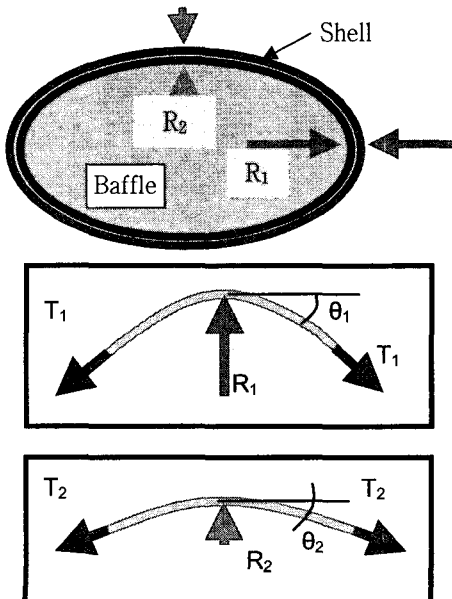


Fig. 6 Relation of the contact force to the geometry of the muffler section

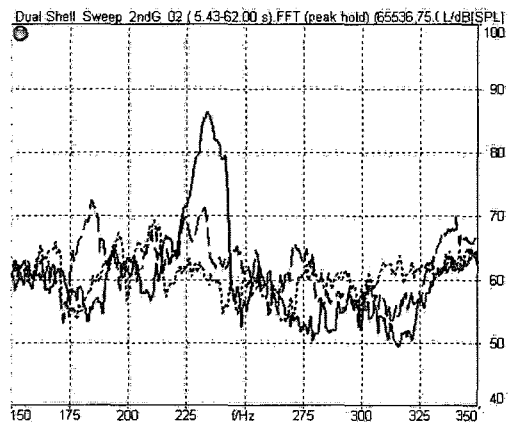


Fig. 8 Comparison of interior noise of a vehicle with three different mufflers : (solid) muffer with mechanical lock, (dashed) muffer with spot weld between shell and baffle, (dotted) muffer with dual shell

된다. Fig. 7은 소음기 내부의 온도가 상온에서 차량의 운행 상태인 400°C 정도로 올라가고 엔진 폭발력에 의한 내부 압력이 0.0119 N/mm²에 달했을 때 셀의 변형 상태를 보여준다. 온도의 변화로 20°C에서 206.2 GPa인 소음기 셀의 탄성계수가 400°C에서 169.3 GPa로 감소하며, 내부 압력은 셀의 벽면 전체에 일정한 크기로 작용하므로 상대적으로 수직 접촉력이 적은 평평한 부위가 변형이 되면서 팽창하여 간극이 발생하게 되는 것이다. 앞의 식으로부터 예상한 바와 같이 평평한 부위에서 셀과 격벽간의 간극이 약 1.1 mm 정도 발생함을 해석을 통하여 발견하였다. 실제 문제가 발생했던 소음기의 셀과 격벽간 간극 측정 결과 약 1 mm 정도의 간극이 있음을 확인하였으며, 이 해석 결과가 매우 정확함을 알 수 있다.

앞에서 측정된 바와 같이 격벽 간의 간극 차이는 셀의 고유진동수를 변화시키며, 간극이 발생한 격벽은 더 이상 셀의 지지대로서의 역할을 수행하지 못하여 결과적으로 문제가 발생하는 셀 부위의 경계조건이 근접해 있는 다른 격벽으로 옮겨지는 상황이 초래되어 셀의 유효 길이를 연장시킴으로써 고유진동수의 변경을 유발시키는 것이다.

4.1 방사소음 실험 결과 비교

방사 소음 문제를 가지고 있던 소음기와 셀 격벽간 용접이 이루어진 것, 두겹 셀을 적용한 소음기를 장착한 차량 내에서의 소음량을 측정하여 비교하였다. 차량은 테스트 트랙 위에서 800 rpm에서 5700 rpm까지 천천히 속도를 올리며 실험하여 운전영역 내의 전 주파수 성분이 측정되도록 하였다. Fig. 8에서 보는 바와 같이 용접 또는 두겹 셀을 적용한 소음기를 장착했을 경우 차량 실내 소음이 현저히 줄어들었음을 알 수 있다. 두겹 셀을 장착한 소음기의 경우 감쇠 효과로 인해 더 낮은 방사 소음을 보였다.

5. 결 론

배기계의 방사 소음은 소음기 셀을 통하여 전파되는 엔진 폭발음과 소음기 표면의 공진에 의한 구조기인 소음으로 구분할 수 있으며, 이 논문에서는 소음기 표면의 진동에 의한 소음에 대해 연구하였다. 여기서 고찰된 방사 소음은 타원형의 단면을 갖는 배기 시스템에서 엔진과 배기계가 가열되었을 때에 발

생하며, 일부 부품에 대해서만 발생하였다. 제작 공차가 적을 경우 소음기의 내부 구조가 설계된 사양대로 잘 구성되어 있는 부품 또는 냉간 상태에서는 문제가 발생하지 않으며, 일정 시간의 자동차 운행으로 소음기 내외부의 구성 부품이 가열 변형되고 엔진 배기가스로부터 발생하는 소음기 내압의 영향으로 셀과 격벽 간의 간극이 발생할 경우 셀의 고유진동수가 저주파 영역으로 이동되면서 차량 운행 주파수 대에서 방사 소음이 발생하고, 그 간극을 통한 배기 가스의 유동으로 이상 기류음이 발생한다. 셀과 격벽의 접합 상태와 격벽 간의 거리가 셀의 동적 거동에 큰 영향을 주며, 두 부품 간의 용접을 통해서 셀의 고유진동수를 문제의 주파수 영역 밖으로 이동 시키거나, 두 겹의 셀 구조를 채택함으로써 셀의 감쇠 효과를 증가시켜 방사소음 문제를 해결할 수 있다. 반면에 기류소음의 경우 두겹 셀을 채택할지라도 셀과 격벽 간의 간극을 제거할 수는 없으므로 반드시 셀과 격벽을 용접함으로써 만이 문제를 해결할 수 있다.

소음기 방사소음에 대한 사전 예측을 통하여 막대한 시간과 비용이 요구되는 사후 대책 수립 방지를 위한 연구가 현재 진행되고 있다. 다양한 경계조건과 단면 형태를 갖는 셀 거동에 대한 유한 요소 해석, 진동 모드 실험 결과와 잘 일치하는 이론식을 검토 적용함으로써 소음기 개발 초기에 차량 운전 주파수 영역에서의 셀 모드 발생 유무를 파악함으로써 예상되는 문제를 사전 제거할 수 있다.

참 고 문 헌

- (1) Brand, J., Garcia, P. and Wiemeler, D., 2004, "Surface Radiated Noise of Exhaust Systems Calculation and Optimization with CAE", Transaction of SAE, 2004-01-0407.
- (2) Peterson, M. and Boyd, D. E., 1978, "Free Vibrations of Circular Cylinders with Longitudinal, Interior Partitions", Journal of Sound and Vibration, Vol. 60, pp. 45 ~ 62.
- (3) Boyd, D. E., 1971, "Free Vibrations of Noncircular Cylindrical Shells Having Circumferentially Varying Thickness", American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal, Vol. 9, pp. 239 ~ 244.

(4) Anderson, M., Fulton, R., Heard, Jr. W. and Walz, J. 1971, "Stress, Buckling, and Vibration Analysis of Shells of Revolution", Computer & Structures, Vol. 1, pp. 157 ~ 192.

(5) Massalas, C., Sodatos, K. and Tzivanidis, G. 1980, "Free Vibrations of Non-circular Cylindrical Panels with Arbitrary Boundary Conditions", Journal of Sound and Vibration, Vol. 69, pp. 491 ~ 495.

(6) Suzuki, K. and Leissa, A., 1986, "Exact Solutions for the Free Vibrations of Open Cylindrical Shells with Circumferentially Varying Curvature and Thickness", Journal of Sound and

Vibration, Vol. 107, pp. 1 ~ 15.

(7) Kim, B., 1999, "Evaluation of the Radiation Characteristics of a Muffler with Spiral Surface", NVH Final Report, ArvinMeritor, BKK-02-99.

(8) Kim, Y. W. and Chung, K., 2003, "Vibration Analysis of Combined Cylindrical Shells with an Annular Plate" Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 13, No. 10, pp. 767 ~ 776

(9) Soedel, W., 1993, "Vibrations of shells and plates", Marcel & Dekker, Inc. 2nd Ed.