

## 소음기내의 정상상태 및 맥동파 배기가스 유입에 의한 유동특성에 관한 연구

### A Study on the Flow Characteristics of Steady State and Pressure Variation inside the Muffler with the Inflow of Pulsating Exhaust Gas

김민호\*, 정우인\*, 천인범\*  
Minho Kim, Woojin Chung, Inbum Chyun

#### ABSTRACT

Exhaust system is composed of several parts. Among them, design of muffler system strongly influences on engine efficiency and noise reduction. So, through comprehension of flow characteristics inside muffler is necessary. In this study, three-dimensional steady and unsteady compressible flow analysis was performed to understand the flow characteristics, pressure loss and amplitude variation of pulsating pressure. The computational grid generation was carried out using commercial preprocessor ICM CFD/CAE. And the three-dimensional fluid motion inside the muffler was analyzed by STAR-CD, the computational fluid dynamics code. RNG k- $\epsilon$  turbulence model was applied to consider the complexity of the geometry and fluid motion. The steady and unsteady flow field inside muffler such as velocity distribution, pulsating pressure and pressure loss was examined. In case of unsteady state analysis, velocity of inlet region was converted from measured pulsating pressure. Experimental measurement of pressure and temperature was carried out to provide the boundary and initial condition for computational study under three engine operating conditions. As a result of this study, we could identify the flow characteristics inside the muffler and obtain the pressure loss, amplitude variation of pulsating exhaust gas.

주요기술용어 : Exhaust System(배기계), Grid Generation(격자생성), Pulsating Pressure(맥동압력), Turbulence Model(난류모델), Pressure Loss(압력손실)

#### 1. 서론

최근 자동차 산업의 급속한 발달로 인하여 차량 각 부위의 최적설계에 대한 요구가 급증하고 있다. 자동차 배기계는 배기 소음의 감소, 연

진효율 증대 등의 중요한 역할을 담당하고 있으므로 배기계 최적설계를 위해서는 배기계 내부의 온도 및 압력의 변화, 각 구성품들의 기하학적 형상 등을 고려하여 배기소기 효율증대 방안을 모색해야 할 것으로 사료된다. 특히

---

\* 정회원, 기아자동차

배기계 중 소음기는 배기 압력을 감소시켜 외부 소음을 줄이는 기능과 엔진효율의 극대화를 이룰 수 있도록 조합설계가 되어야 한다.<sup>1,2,3)</sup>

기존의 소음기에 대한 많은 연구들은 소음 규제가 강화됨에 따라 소음 저감을 위한 음향학적인 연구가 주로 수행되었고 유동측면에서의 연구는 주로 박세영<sup>4)</sup> 등과 V. Ganesan과 D. B. Spalding<sup>7)</sup>에 의해 가장 기본적인 돌연확대관 소음기에서 격벽위치와 offset 각도 변화에 따른 압력 및 속도를 측정하였고 Cho<sup>5)</sup> 등은 소음기로 유입되는 압력파의 형태 및 크기를 임의로 가정하여 수치해석을 행하였다.

위와 같이 소음기 유동측면의 연구들은 단순 모델에만 국한되거나 초기 유입조건을 가정하였기 때문에 실제 모델의 유동특성에 관한 연구는 아직 미흡한 실정이다. 따라서 배기계 설계에서 큰 비중을 차지하고 있는 소음기의 유동특성을 실제 차량 운전조건에서 파악하는 것은 배기계 최적설계에 있어서 중요한 연구과제 중의 하나이다.

본 연구에서는 소음기가 장착된 실제차량을 실험대상으로 선정하였고 정상상태의 소음기내 유동현상과 맥동과 형태의 배기가스 유입에 따른 비정상상태의 유동특성을 고찰하여 소음기 최적설계의 기초자료로 제공하고자 한다.

## 2. 수치 해석

본 단원에서는 전산 유체역학 코드인 STAR-CD를 이용하여 소음기내의 유동현상을 가시화 하였고 정상상태와 비정상상태의 소음기내 3차원 유동현상을 파악하고자 한다.

### 2.1 지배방정식

본 연구에서는 소음기내의 유동특성을 파악하고자 소음기내의 유동을 3차원 정상상태(steady-state) 및 비정상상태(unsteady-state)의 난류유동으로 고려하였으며 소음기내로 유입되는 배기가스는 이상기체 법칙을 따르는 압축성

유동으로 가정하였다. 난류모델로는 RNG k-ε 모델을 적용하였다.

RNG k-ε 난류모델은 난류장 해석에 일반적으로 사용하고 있는 표준 k-ε 모델에 비하여 비교적 정확한 해를 얻을 수 있으며 수렴성이 뛰어난 것으로 알려져 있다.<sup>6,8)</sup> 또한 난류 운동 에너지 방정식은 표준 k-ε 모델의 형태와 같고 난류 운동 에너지 소산을 방정식은 표준 k-ε 모델에 변형율(rate of strain)항이 추가된 난류모델이다. RNG k-ε 모델의 난류 운동 에너지와 소산율에 대한 지배방정식은 다음과 같다.

- 난류 운동 에너지

$$\frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t} (\sqrt{g} \rho x) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \rho \bar{u}_j x - \frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial x}{\partial x_j} \right) = \mu_t (P + P_B) - \rho \epsilon - \frac{2}{3} \left( \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho x \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i}$$

여기서  $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$

$$P \equiv 2 S_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$$

$$P_B \equiv - \frac{g_i}{\sigma_{k,t}} \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \quad (1)$$

- 난류 운동에너지 소산율

$$\frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t} (\sqrt{g} \rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \rho \bar{u}_j \epsilon - \frac{\mu_{eff}}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) = C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{x} \left[ \mu_t (P + C_{\epsilon 2} P_B) - \frac{2}{3} \left( \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho x \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right] - C_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{x} - C_{\epsilon 1} \rho \epsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} - \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta / \eta_0)}{1 + \beta \eta^3} \frac{\rho \epsilon^2}{x}$$

여기서  $\eta \equiv S \frac{x}{\epsilon}$

$$S \equiv (2 S_{ij} S_{ij})^{1/2} \quad (2)$$

위의 식 (1), (2)에 사용된 각각의 경험상수를 Table 1에 나타내었다.<sup>6,8,9)</sup>

Table 1 Coefficients of RNG k-ε model

$C_\mu$	$\sigma_k$	$\sigma_\epsilon$	$C_{\epsilon 1}$	$C_{\epsilon 2}$
0.085	0.719	0.719	1.42	1.68
$C_{\epsilon 3}$	$C_{\epsilon 4}$	$\kappa$	$\eta_0$	$\beta$
0.0 or 1.42	-0.387	0.4	4.38	0.012

## 2.2 해석모델 및 절차

Fig.1에 전산해석모델을 도시하였으며 Fig.2에는 유동경로 및 주요치수를 표기하였다. Fig.2에 도시한 바와 같이 해석대상 소음기 내부에는 3개의 격벽(baffle plate)이 부착되어 총 4개의 챔버(chamber)로 나뉘며 유동 경로 파이프로 인하여 복잡한 유동 경로를 갖는다.

전산해석을 위한 모델 격자 생성 절차는 다음과 같다. 3차원 CAD 프로그램인 CATIA를 이용하여 3차원 선도(wire frame)와 표면데이터(surface data)를 생성한 후 이 데이터를 격자 생성 전용 코드인 ICEM CFD/CAE에서 해석영역(solution domain)을 만들어 격자를 생성하였다. 소음기내의 격벽과 유동경로 파이프는 배플(baffle)로 처리하였으며 전체 해석모델의 셀(cell)수는 184,644개였다.

수렴조건은 6개의 지배방정식인 연속 방정식과 3개의 운동량(U, V, W)방정식 그리고 2개의 난류량(k, ε) 방정식에 대해 잔류 원천항(residual resource)의 크기로써 결정되는데 이 값을 0.1% 이하로 하였다. 또한 이완계수(relaxation factor)는 속도항과 난류량에 대해 각각 0.7, 0.5를 압력에 대해서는 0.3으로 하였으며 대류항은 일차정확도 상류차분기법(upwind differencing scheme)을 적용하였고 압력항 처리는 SIMPLE 알고리즘과 시간진행(time marching) 방법인 PISO 알고리즘을 사용하였다.

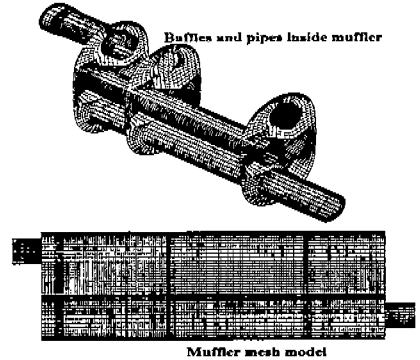


Fig.1 Three dimensional flow model

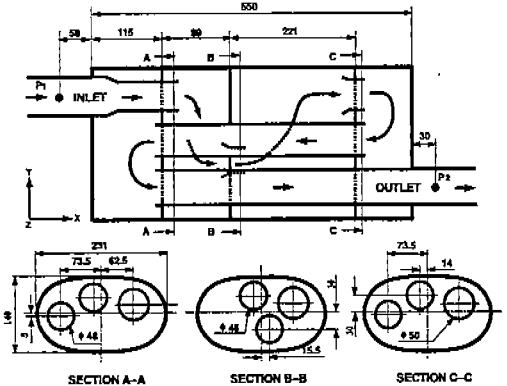


Fig.2 Details of dimension and flow path inside muffler

## 2.3 초기조건 및 경계조건

본 연구에서는 실험에서 측정된 압력과 온도를 입구 경계면에 적용하였으며 입구에서의 난류 운동 에너지를 결정하는 난류강도는 입구 유속의 5%로 가정하였고 특성길이는 입구직경으로 고려하였다. 벽면 경계에서와 소음기내의 유동경로 파이프에 대하여 벽 법칙을 적용하였으며 열 전달은 무시하였다.

## 3. 해석결과 분석 및 고찰

### 3.1 정상상태 해석

소음기내로 유입되는 배기가스는 이상기체

상대방정식을 따르는 공기로 가정하여 압축성 유동해석을 수행하였다. 소음기 입구부의 경계조건은 엔진 회전조건을 변경인자로 하여 압력 및 온도를 입력하였다. 엔진회전 조건은 2000rpm, 3000rpm, 4000rpm으로 선정하였으며 입구부의 온도는 엔진 회전조건에 따라 실험에서 측정된 823K, 833K, 882K로 각각 고정하였다.

Fig.3에는 단면 배치도를 나타내었고 Fig.4에는 엔진 회전조건이 4000rpm일 때 각 단면에서 속도와 난류 운동 에너지(turbulent kinetic energy), 전 압력(total pressure)분포를 도시하였다.

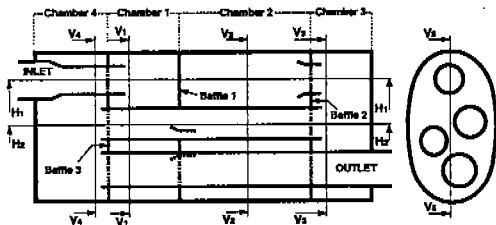


Fig.3 Section configuration

Fig.4(a)의  $V_1$  단면에서는 입구파이프로 유입된 배기가스가 1번 챔버로 유입되면서 챔버에 의한 급확대 효과로 인하여 전반적으로 유속은 감소하였으며 중간에 위치한 유동 경로 파이프내의 유속은 왼쪽이 오른쪽보다 큰 값을 보였다. 이는 Fig. 4(c)에 도시한  $V_3$  단면의 결과에서 알 수 있듯이 배기가스가 유동 경로 파이프로 유입이 될 때 유입 파이프가 왼쪽에 치우쳐 있는 기하학적 형상에 의해 속도분포가 왼쪽이 오른쪽보다 높게 나타났기 때문으로 사료된다.

$V_1$  단면의 아래쪽에 위치한 출구 파이프에서는 상당히 극심한 와류(vortex)가 존재하였는데 이는 Fig.4(d)에 도시한 바와 같이  $V_4$  단면에서 생성된 심한 와류가 영향을 미쳤기 때문으로 판단된다.

Fig.4(b)에 도시한  $V_2$  단면은 Fig.3에 도시한 바와 같이 2번 챔버의 중앙에 위치한 단면이다. 소음기로 유입된 배기가스가 1번 격벽을 통과하여 2번 챔버로 유입이 될 때 단면 중앙의 오른쪽

에서는 격벽에 부착된 파이프로 인한 급 축소 효과로 인하여  $V_1$  단면에 비해 유속과 난류 운동 에너지 값이 크게 증가하였다.

Fig.4(c)의  $V_3$  단면에서는 2번 격벽을 통과한 배기가스가 중간에 위치한 유동 경로 파이프로 다시 유입이 되므로 전반적으로 배기가스 유동 방향이 파이프 유입부 쪽으로 향하고 있으며 배기가스가 단면의 윗 부분에 위치한 유동 경로 파이프를 통과할 때 급 축소효과로 인하여 유속과 난류운동 에너지의 최대값이 존재하였다.

위와 같이 각 단면에서의 유동특성은 Yoshihiro issshiki<sup>16)</sup>등과 Takeo maeda<sup>17)</sup>가 제시한 돌연 확대 소음기 및 급 확대관 모델에서 유동영역이 급격하게 확대될 때 유속이 감소하고 급격하게 축소될 때 유속이 증가하는 유동특성과 유사한 경향을 보였다. 또한 배기가스가 격벽을 통과할 때 격벽 주위에서 재 순환 유동이 형성되었는데 이는 Park<sup>4)</sup> 등이 제시한 실험결과와 일치하는 결과를 보였다.

압력분포를 살펴보면 유동경로를 따라  $V_1$  단면에서  $V_4$  단면으로 배기가스가 이동해감에 따라 챔버 및 유동경로 파이프에서 압력 강하 현상이 발생하고 있다. 이러한 결과는 소음기 내에 부착된 격벽에 의한 급 축소 및 급 확대효과와 유동 경로 파이프 등에 의한 유동경로 변경에 기인한 것으로 판단된다.

Fig.5에는 엔진 회전조건이 4000rpm일때 수평 단면의 속도와 압력분포를 도시하였다. Fig.5(a)는  $H_1$  단면의 경우로써 각각의 챔버에서 재 순환 영역(recirculation region)이 형성되고 있으며 특히 속도분포는 다른 챔버에 비해 2번 챔버에서 비교적 적은 값을 보였다.

Fig.5(b)의  $H_2$  단면에서는 배기가스가 3번 챔버에서 유동 경로 파이프로 유입이 될 때 유입부의 속도분포는 아래쪽에 치우치고 있으며 각각의 챔버에서 크고 작은 재 순환 영역이 존재하였다. Fig.6은 Particle tracing 결과를 보여주고 있으며 Fig.4와 Fig.5에서 알 수 있듯이 소음기 각 챔버에서 심한 와류가 형성되고 있다.

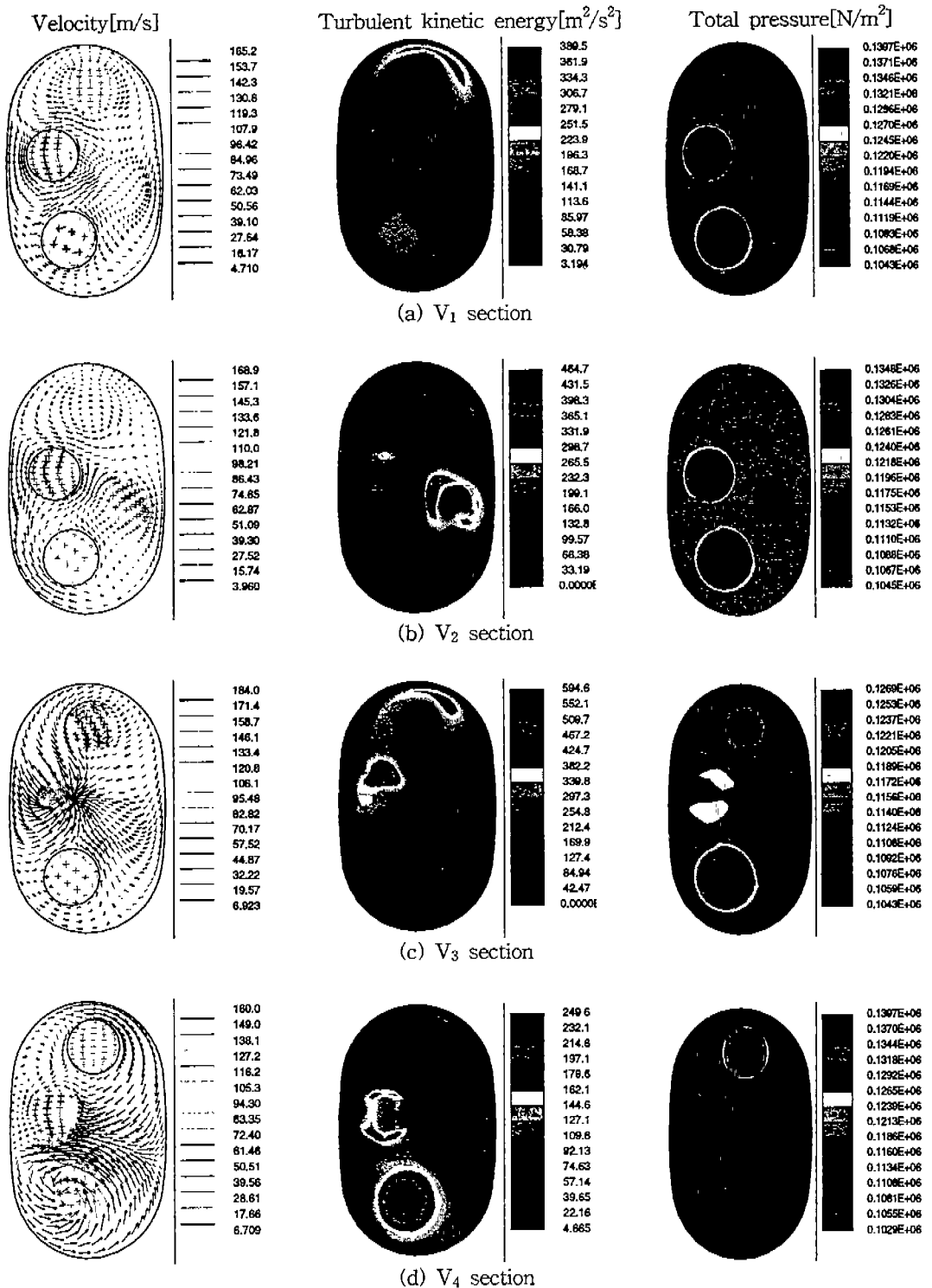


Fig. 4 Profiles of velocity, turbulent kinetic energy and total pressure at the vertical section in case of 4000rpm

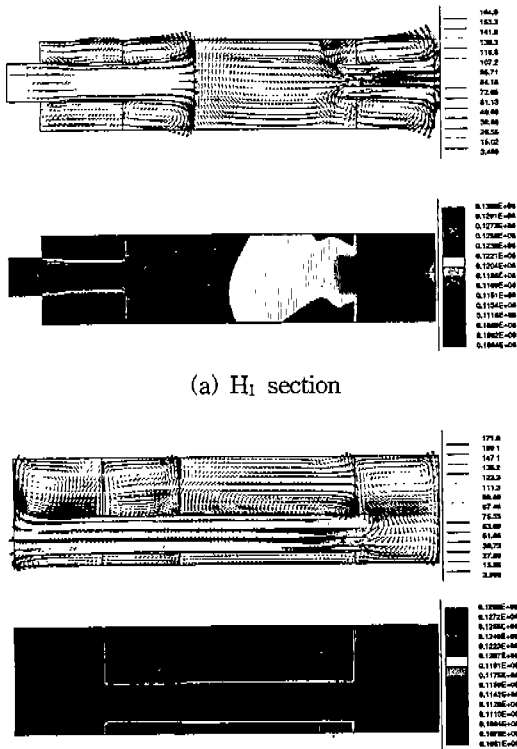


Fig.5 Velocity and pressure profile at horizontal section in case of 4000rpm



Fig.6 Particle tracks

### 3.2 비정상상태 해석

정상상태 해석과 동일하게 소음기로 유입되는 배기가스를 이상기체로 가정하여 압축성 유동 해석을 수행하였다. 소음기 입구부의 온도조건은 엔진 회전조건에 따라 각각 고정하였다. 소음기 입구부의 경계조건은 실험에서 측정된 맥동 압력파를 이용하였다. 주기적으로 반복되는 맥동 압력파형 중 두 주기의 파형을 샘플링(sampling)

하여 입력하였고 Fig.7은 엔진 회전속도가 2000rpm일 때 실험에서 측정된 입구부의 압력파형 결과이다.

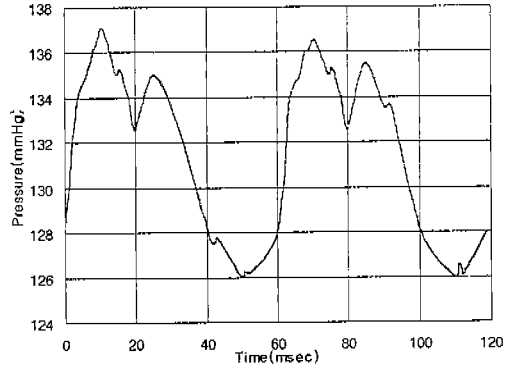


Fig.7 Experimental data of pulsating pressure in the inlet region at 2000rpm

Fig.8에는 유입되는 배기가스의 압력변동에 따른 소음기내 각 지점에서 압력변동 결과를 도시하였다. 소음기 입구부인 Inlet지점과 출구부인 Outlet지점, 유입되는 배기가스가 격벽을 통과한 후인 A, B지점, 유동경로 파이프에 인접한 C, D 지점 등에서 압력변동을 각각 도시하였다. 배기가스 압력변동은 입구부인 Inlet지점의 배기가스가 A지점으로 유입될 때 약 4kPa정도의 압력강하를 보였고 A지점에서 B지점으로 유입될 때와 B지점에서 C지점으로 유입될 때 4.5kPa정도의 압력강하를 보였다. 또한 C지점에서 D지점으로 유입될 때와 D지점에서 Outlet지점으로 유입될 때 각각 2.3kPa과 1.2kPa정도의 압력강하를 보여 압력강하 측면에서 경로 파이프 자체의 압력강하보다는 C에서 D지점으로 유입되는 경우처럼 유동방향 변경에 의한 압력강하가 더 크게 기여하는 것으로 나타났다.

입구부에서의 압력변동은 약 110.6kPa에서부터 117kPa이내의 값을 보였고 B지점에서는 105.3kPa에서부터 108.5kPa이내의 값을 보였으며 출구부인 Outlet지점에서는 100.2kPa에서부터 100.4kPa이내의 값을 보여 배기가스가 유입

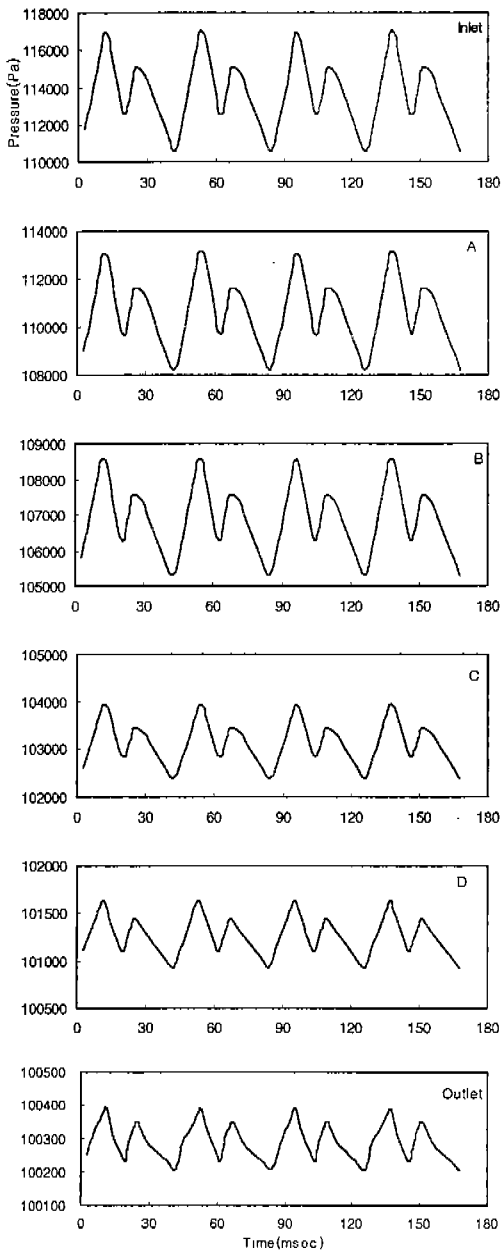
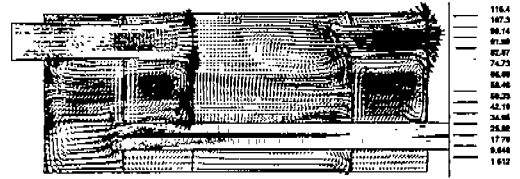
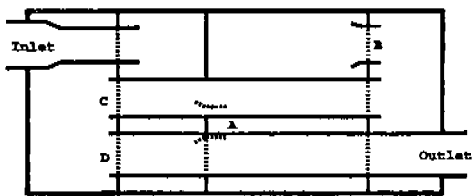
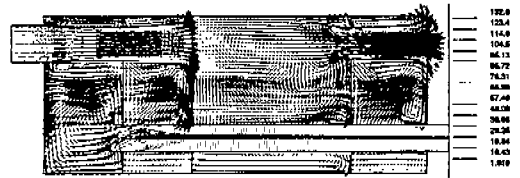


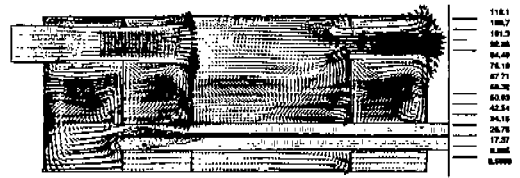
Fig.8 Pulsating pressure inside muffler in case of 3000rpm



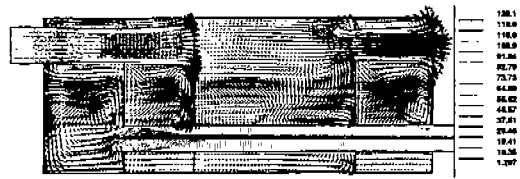
(a) 0 msec(initial state)



(b) 53 msec



(c) 105 msec



(d) 151 msec

Fig.9 Velocity distribution of unsteady state at  $V_5$  section in case of 3000rpm

필 때 압력변동 폭은 약 6.4kPa이었지만 소음기를 통과한 후의배기가스는 약 0.2kPa이내의 압력 변동 폭을 갖는 파형으로 변환되어 유출됨을 알 수 있었다. 이와 같이 소음기내에서는 챔버를 나누는 격벽에 의한 급 축소 및 급 확대 효과와 유동경로 파이프 등에 의한 유동방향의 변경이 배기가스의 압력 진폭 감쇄 크게 기여하고 있음을 알 수 있다. 이러한 결과들은 Cho<sup>5)</sup>등이 소음기 입구부의 파형을 임의로 가정하여 수치해석한 결과에서 배기가스가 유동경로를 따라 배출될 때

압력변동 진폭감소를 수반한다는 결과와 유사한 경향을 나타내었다.

Fig.9에는  $V_5$  단면에서 시간변화에 따른 속도분포를 도시하였다. 시간이 변해감에 따라 각 챔버에서 발생하는 재순환영역의 크기 및 속도분포가 차이를 보이고 있으며 Fig.4에 도시한 정상상태 해석결과와 동일하게 2번 격벽에 위치한 유동 경로 파이프에서 배기가스 유속이 최대값을 나타내었다. Fig.9(a)에 도시한 초기상태는 맥동 파형의 최저압력인 111.8kPa의 배기가스가 유입되고 있으며 Fig.9(b)는 53msec일 때의 속도분포로 입구부에서 117kPa의 배기가스가 유입되고 있는 경우이다. 입구부의 유속이 초기상태보다 증가하여 2번 챔버에서 발생하는 재순환영역 또한 보다 크게 형성되었다. Fig.9(c)의 105msec에서는 입구부의 배기가스 유입압력이 112.5kPa로 재차 감소함에 따라 53msec일 때에 비해 배기가스 유속은 감소하였고 재순환 영역 또한 보다 적게 형성되었다. 이와 같이 비정상상태 해석의 경우 정상상태 해석에서 구할 수 없었던 압력 파형 변동값을 얻을 수 있었다. 따라서 소음기 해석시 비정상상태의 해석을 수행한다면 배기 유동저항을 적게 하면서 엔진의 소기효율 향상을 도모하며 동시에 압력변동 진폭감소를 통하여 소음기 토출음(discharge noise) 저감방법 모색에 기여할 수 있을 것으로 판단된다.

#### 4. 실험 및 고찰

본 단원에서는 배기계 구성요소 중 소음기의 영향을 고찰함과 동시에 수치해석의 입구 경계조건에 활용하기 위하여 압력 및 온도를 측정하였다.

해석대상인 소음기가 장착된 차량에서 배출되는 배기가스의 압력, 온도 등을 측정하기 위한 실험장치의 전체 개략도는 Fig.10과 같다.

본 연구에 사용된 실험장치는 실험 대상 소음기가 장착된 실제차량과 동력계, pressure meter, temperature meter 등으로 구성되어 있으며 실

험대상 차량에 장착된 기관의 제원은 Table 2와 같다. 동력계는 사시 동력계(SCHENCK사)를 사용하였으며 최대 흡수동력은 333Kw이다. 전부하 상태에서 변경 인자인 엔진 회전수를 2000rpm, 3000rpm, 4000rpm 등으로 변경하며 실험을 수행하였다. 해석의 초기 조건 및 경계조건으로 활용하고자 Fig.2에 도시한 바와 같이 소음기 입출구부인  $P_1$ 과  $P_2$ 지점에서 배기가스의 온도 및 압력을 측정하였으며 Fig.11에는 압력 손실에 대한 실험과 해석의 결과를 비교하였다.

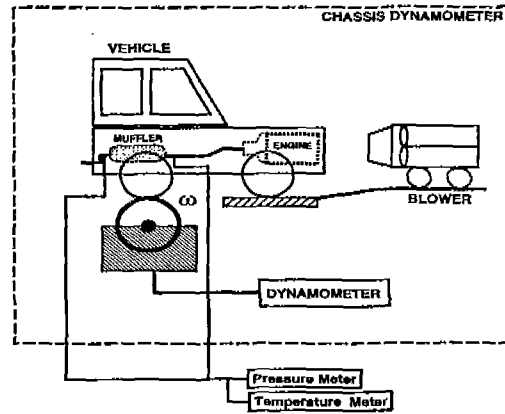


Fig.10 Schematic diagram of experimental apparatus

Table 2 Specification of test engine

Item	Specification
Type	4-cylinder, TCI Indirect-Injection
Displacement(cc)	1998
Bore(mm) × Stroke(mm)	φ 86 × 86
Compression Ratio	21.4:1
Max. Torque(kg · m)	20.4 at 2000rpm
Max. Power(ps)	87 at 4000rpm
Firing Order	1-3-4-2

소음기 입구부와 출구부 사이의 압력손실은 약 6kPa에서 17kPa이내의 값을 보였고 해석과 실험의 오차는 약 6% 이내로 비교적 잘 일치하는 결과를 얻었다. 또한 엔진회전속도가 증가함에



따라서 압력손실은 증가하는 경향을 나타내고 있는데 이는 엔진 회전속도 증가에 따른 배기가스 유량증대로 인해 소음기내 유동저항이 커지기 때문으로 사료된다.<sup>18)</sup>

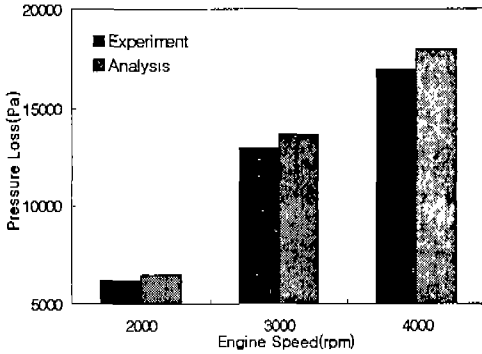


Fig.11 Comparison of pressure loss between experiment and analysis

## 5. 결론

배기계 최적화를 위하여 배기계 구성 요소 중 소음기내의 유동특성과 압력손실 등을 고찰하였다. 엔진 회전속도 변화에 따라 정상상태와 비정상상태의 배기가스 유입 조건에 의한 유동해석과 차량실험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 비정상상태 유동해석 결과 유입되는 배기가스의 맥동 압력과의 진폭이 출구부에서는 큰 폭으로 감소하였다. 이러한 압력강하는 챔버사이에 존재하는 격벽에 의한 급축소 급확대 효과와 유동 경로 파이프에 의한 유동 방향의 변경 등에 기인한 것을 알 수 있다.
2. 소음기 해석시 비정상상태 해석을 수행한다면 정상상태 해석에서 구할 수 없었던 압력파형 변동값을 얻을 수 있으므로 엔진 배기 소기효율을 저하시키는 소음기의 과도한 압력손실은 적게 하면서 동시에 압력변동 진폭 감소를 통하여 유동측면에서 소음기 토출음 저감방법 모색에 기여할수 있음도 알 수 있었다.

3. 소음기내의 압력손실은 엔진회전속도가 증가함에 따라 증가하였으며 해석과 실험이 6%이내의 오차를 보임으로써 잘 일치함을 알 수 있었다.

4. 위와 같이 실험과 해석이 잘 일치하여 자동차용 소음기 설계시 최적화를 이루기 위한 유동측면의 기초 데이터를 제공하는데 효과적임을 알 수 있었다.

## 참고 문헌

1. 이정현, “4기통 4사이클 점화엔진의 흡기계통의 가스유동에 관한 연구”, 고려대학교 석사학위논문, 1989.
2. 신철, 윤종범, “디젤엔진 소음의 특성과 저감대책에 대한 고찰”, 자동차 기보, 1989.
3. 박길문, 유영태, “R2 엔진의 배기관에서 유량과 압력손실에 관한 연구”, 아시아 자동차 기보 91-5, 1991.
4. 박세영, 박종규, 윤면근, 류종인, “격벽의 위치변화에 따른 소음기의 유동특성에 관한 연구”, 한국 자동차 공학회 춘계 학술대회 논문집, 1995.
5. 조장형, 원형수, “배기가스 압력변동을 고려한 소음기내 3차원 유동해석”, 한국 자동차 공학회 춘계 학술대회 논문집, 1998.
6. 류종우, 조성권, 양준모, 최해천, 유정열, 이준식, “자동차 하단부 형상이 항력과 양력에 미치는 영향”, 한국 자동차 공학회 논문집, 1996.

7. V. Ganesan, D. B. Spalding and B. S. Murthy, "Experimental and Theoretical Investigation of Flow behind an axisymmetrical Baffle in a Circular Duct", AIAA Journal, 1980.
8. Thangam, S. and Spezial, C. G. "Turbulent Flow Past a Backward-Facing Step: A Critical Evaluation of Two-Equation Models", AIAA Journal, Vol.30, No.5, pp. 1314-1320, 1992.
9. Yakhot, V., Orszag, S. A., "Renormalization Group Analysis of Turbulence: Basic Theory", J. of Scientific Computing, No. 1 pp. 1-51, 1986.
10. M. L. Munjal, "Acoustics of Ducts and Mufflers", John Wiley, New York, 1986.
11. V. Yakhot and L. Smith, "The  $\epsilon$  - expansion Derivation of Turbulence Models", J. Scientific Computing, 3, 35, 1992.
12. C. G. Speziale and S. Thangam "Analysis of an RNG Based Turbulence Model for Separated Flows", NASA Contractor Report, ICASE Report No. 92-3.
13. D. J. Monson, H. L. Seegmiller, Y. S. Chen, "Comparison of Experiment with Calculation Using Curvature Corrected Zone and Two Equation Turbulence Models for a Two Dimensional U-Duct", AIAA 90-1484, 1990.
14. A. Brankovis and S. Syed, "Validation of Reynolds Stress Turbulence Model in Generalized Coordinates", AIAA, 1991.
15. M. A. Leschziner, "Numerical Implementation and Performance of Reynolds Stress Closures in Finite-Volume Computations of Recirculating and Strongly Swirling Flows", Introduction to the Modeling of Turbulence, VKI Lecture Series 1991-02.
16. Yoshihiro Isshiki, Yuzuru Shimamoto, "Analysis of Acoustic Characteristics and Pressure Losses in Intake Silencers by Numerical Simulation", JSME J. of Fluids Engineering, No. 92-0986, 1992.
17. Takeo Maeda, "Linearization Method of Nonlinear Source Term", JSME J. of Fluids Engineering, No. 92-0992, 1992.
18. Philip M. Gerhart, "Fundamentals of Fluid Mechanics (2nd ed.)", Addison Wesley, New York, 1996.
19. A. D. Gosman and A. M. Y. Amhed, "Measurement and Multi-Dimensional Prediction of Flow in a Axisymmetric Port/Valve Assembly, SAE Technical Paper Series 870592, 1987.
20. Ryutorp Himeno and Katsuro Fujitani, "Numerical Analysis of the Airflow around Automobiles using Multi-block Structured Grids", SAE paper No. 900319, 1990.