

# 125cc급 모터사이클용 머플러 내부 유동특성에 관한 연구

이중섭<sup>+</sup>, 정인국<sup>++</sup>, 윤지훈<sup>++</sup>, 서정세<sup>\*</sup>

(논문접수일 2011. 10. 17, 수정일 2011. 11. 22, 심사완료일 2011. 11. 23)

## A Study on Flow Characteristics in Muffler for 125cc Grade Motorcycle

Chung-Seob Yi<sup>+</sup>, In-Guk Jeong<sup>++</sup>, Ji-Hun Yun<sup>++</sup>, Jeong-Se Suh<sup>\*</sup>

### Abstract

This study represents numerical study on the thermal and fluid flow characteristics of exhaust gas in a motorcycle muffler. The engine generates 125cc of displacement. Numerical analysis with computational fluid dynamics(CFD) was carried out to investigate the exhaust gas that flow into a motorcycle muffler. The STAR-CD S/W used to analyze three dimensional steady state and transient in a muffler. The Navier-Stokes Equation is solved with SIMPLE and PISO method in cartesian coordinates system. As the numerical result, it could be confirmed pulsating pressure generated from inlet of muffler become closer to the atmospheric pressure through baffle. Also the numerical result was almost identical to experimental result and, through the comparison, the reliability of numerical result was confirmed.

**Key Words :** Muffler(머플러), Exhaust gas(배기가스), Pulsation pressure(맥동압력), Baffle(격판)

## 1. 서론

모터사이클의 배기계는 기본적으로는 일반 자동차와 동일하여 배기파이프와 머플러로 이루어져 있으며, 단기통의 경우 배기다기관이 없는 점과 촉매변환기가 없는 것이 가장 큰 차이점이다. 배기계 중 가장 큰 비중을 차지하는 머플러의 경우 그 역할은 엔진의 폭발음을 감소시키는 것을 주목적으로 소음기(消音器)라 한다. 그러나 머플러는 단지 소리를 감소하는 역할 외에도 엔진의 성능을 결정하는 중요한 역할을 담당하고 있다. 도로를 주행하는 2륜 자동차에 머플러가 없다면 소음(騒音)공해가 심각할 뿐 아니라 유해가스에 의한 피해도 상당하리라 여겨진다.

모터사이클은 사용목적이나 요구사양에 따라 2행정 기관을

적용하거나 4행정 기관을 적용하는데 그 구조만큼이나 머플러의 구조와 역할도 다르다<sup>(1-2)</sup>.

통상 머플러 또는 싸일런스라고 부르는 머플러는 엔진의 실린더 또는 실린더 헤드에 연결되는 배기관(exhaust pipe)과 연결되어 있으며, 머플러는 그 형상에 따라 메가폰 타입, 캔 타입 등으로 나누어진다. 그러나 이것은 4행정 기관의 경우이고 2행정 기관의 경우에는 배기관에 확장챔버가 연결되어 그 모양부터 다른 것을 알 수 있다.

국외 선행연구자들 중 Dokumaci<sup>(3)</sup>는 머플러 내부에 3중의 파이프가 타공되어 설치되는 단순 공명식 머플러의 한 형태로써 챔버와 타공된 파이프의 간격에 따른 주파수 분석을 실험과 이론적 계산을 통해 비교 분석하여 소음감소에 대한 음향학적 측면에서의 연구를 수행하였다.

\* 경상대학교 기계공학부, 공학연구원(ERI) (jssuh@gnu.ac.kr)

주소: 경상남도 진주시 가좌동 900번지

+ 경상대학교 BK21(첨단기계)

++ 경상대학교 대학원

Denia<sup>(4)</sup> 등은 유입구와 유출구가 교차되는 타원형 단순 확장식 머플러에서의 음향학적 거동에 대한 연구로서 유한차분법(FDM)을 이용한 수치해석을 통해 머플러 내에서의 전달손실(transmission loss)을 실험과 수치해석을 비교하였다.

국내 선행연구자들 중 Kim<sup>(5-6)</sup> 등은 소음기가 장착된 실제 차량을 실험 대상으로 선정하여 정상상태의 머플러내 유동현상과 맥동파 형태의 배기가스 유입에 따른 비정상상태의 유동특성을 전산 유체역학 코드인 STAR-CD를 사용하여 소음기내의 유동현상을 가시화 하였다.

또한 정상상태와 비정상상태의 머플러 내 3차원 유동현상을 파악하여 머플러내의 압력손실이 해석과 실험이 6% 이내로 잘 일치함을 보여주었다. 정상상태에서 머플러 내부의 격벽(baffle plate)위치, 격벽에 존재하는 유동통로의 위치, 입구부와 출구부의 오프셋(offset)등을 변경인자로 하여 이에 따른 유동특성을 연구하였다. 또한 유동해석을 통해 소음특성 및 설계 최적화 연구도 많이 진행되고 있다.<sup>(7-8)</sup>

본 연구는 현재 양산중인 125cc급 소형 모터사이클 머플러에 대한 기초적인 유동특성을 수치해석을 통해 확인하는 것에 목적이 있다. 아울러 기초설계 자료로 활용하고자 한다.

## 2. 배기압력 수치해석 검증

### 2.1 배기압력 측정방법

모터사이클 배기압력에 대한 수치해석 검증방법에는 여러 가지가 있을 수 있으나 본 연구에서는 실험을 통해 실험결과와 수치해석결과를 비교하여 검증하는 방법을 채택하였다.

모터사이클 배기압력을 측정하기 위하여 Fig. 1과 같이 실험장치를 구성하였으며, Table 1과 같이 배기압력 측정에 사용된 압력센서를 사용하였고, 고온의 배기가스를 냉각시키기 위한 쿨링 어댑터와 함께 사용하였다. 또한 크랭크각도에 따른 배기압력 측정을 위해 로터리 엔코더를 엔진 크랭크축에 설치하여 각각의 신호를 A/D 변환기를 통해 데이터 분석 및 처리 S/W인 Lab-View를 사용하여 처리하였다. Table 2는 실험엔진의 제원을 나타내고 있다.

### 2.2 수치해석 검증

배기압력에 관한 실험은 Fig. 2와 같은 수평 배기관을 엔진에 설치하여 실험을 통해 P-1과 P-2에 대한 압력을 측정하였고, Fig. 3과 같이 P-1을 수치해석 입구경계조건으로 설정하여 P-2에 대한 맥동압력을 비교 검증하였다. 실험시 엔진의 부하는 무부하로 실시하였으며, 6000rpm일 경우에 대하여 실험을 수행하였다. 이때 실험실의 온도는 약 20°C였으며, 습도는 약 45%였다.

Fig. 4는 P-2지점에서의 배기압력 실험결과와 수치해석 결과

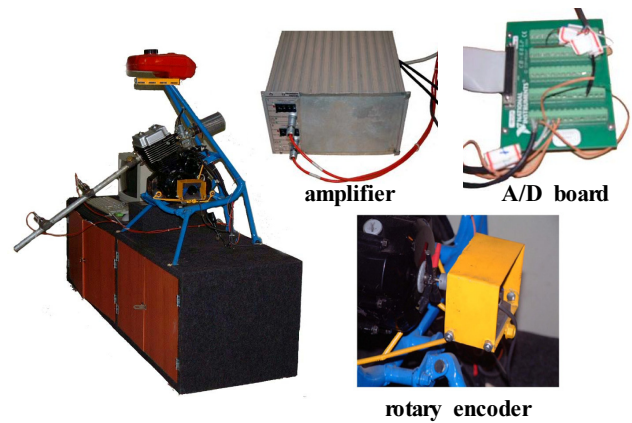


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

Table 1 Experimental instruments for present experiment

Equipment device	Types	Manufactures
Pressure sensor	4045A	Kistler Ins.,
Amplifier	5738	Kistler Ins.,
Cooling adapter	Z511	Kistler Ins.,
Rotary encoder	E6C2-CWZ3E	Omron
A/D board	PCI 6013	National Instruments
Software	Lab-view6.1	National Instruments

Table 2 Specifications of experimental engine model

Items	Specification
Engine displacement(cc)	124.1
Bore(mm)/Stroke(mm)	56.5/49.5
Cooling type	Air cooling
Intake valve open(°)	BTDC 10
Intake valve close(°)	ABDC 30
Exhaust valve open(°)	BBDC 41
Exhaust valve close(°)	ATDC 1
Compression ratio	9.5 : 1
Max. torque	1.0kg-m/7000rpm
Max. power	11Ps/9000rpm

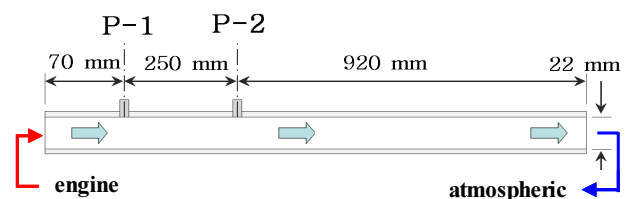


Fig. 2 Schematic diagram of verification model for numerical analysis

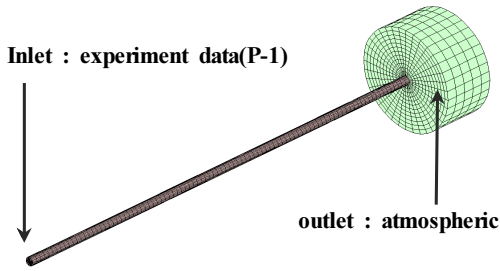


Fig. 3 Schematic diagram of boundary conditions for CFD verification

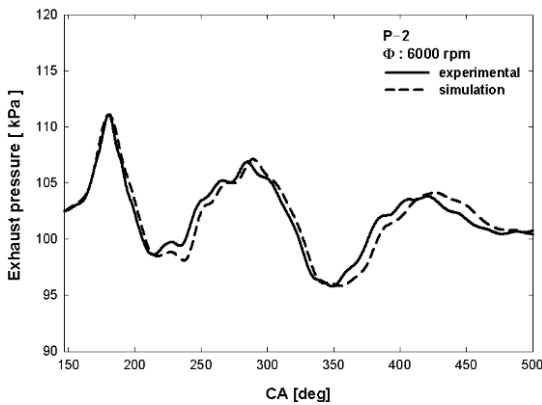


Fig. 4 Comparison of experimental and simulation result

를 나타내고 있다. 크랭크각도가 약 147°에서 배기밸브가 열리기 시작하고, 342°에서 배기밸브가 완전히 열리게 된다. 또한 538°에서 배기밸브는 닫히게 된다.

이때 밸브 오버랩은 344~540°사이 구간에서 이루어지며, 연소실 내부는 흡기와 배기가 동시에 진행하게 되고 흡기밸브가 열리기 시작되는 구간에서는 연소실 내의 잔존 배기ガ스를 새로운 혼합기가 밀어내어 순간적인 압력상승이 발생함을 확인할 수 있었다.

전반적으로 실험결과와 수치해석 결과가 유사한 형태로 진행됨을 알 수 있었다. 특히, 배기밸브가 열리는 시점인 ABDC 33°(CA=147°)에서 BBDC 60°(CA=206°)까지는 실험값과 매우 유사함을 알 수 있었고, 이후부터 실험과 수치해석에 다소 차이가 발생함을 알 수 있었다. 이러한 원인은 수치해석시 출구조건을 대기압력으로 일정하게 주어졌기 때문에 변동되는 압력성분을 감안하지 못한 원인으로 판단된다. 즉, 실제의 경우 출구조건을 부여한 면에서 압력은 항상 일정하지 않기 때문이다.

### 3. 유동해석 방법 및 경계조건

#### 3.1 수치해석방법

본 연구에서는 Fig. 5와 같이 내부 격판(baffle plate)이 2개와 지지판 1개가 설치되는 머플러이다. 입구로 유입되어 첫 번

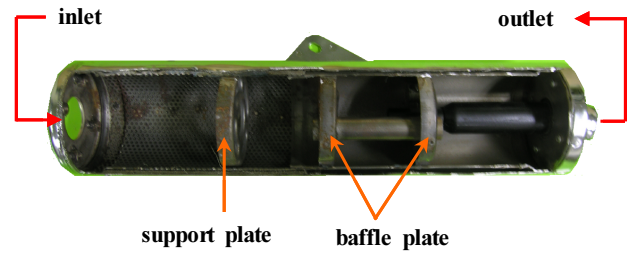


Fig. 5 Photograph of commercial muffler model

째 챔버를 거쳐 세 번째 챔버로 이동하고 다시 두 번째 챔버로 이동한 후 최종 대기로 배출되는 모델이다. Fig. 3은 수치해석을 위한 변수로 첫 번째 챔버의 체적을 변수로 설정하였으며, 지지대는 구조물을 지지하는 역할이기 때문에 제외시켰다. 또한 출구파이프에는 2중관으로 내부에 타공되어 고주파대의 소음을 제거시켜주는 일종의 공명실이 마련되어 있는데 출구 유동에 많은 영향을 주지 않는 부분이므로 해석에 고려하지 않았다. 실제 2륜 자동차에서 배기되는 작동유체는 화학반응 및 크랭크 각도에 따른 비정상 상태의 압력파를 가지고 있다. 그러나 이번 연구에서 확인하고자 하는 결과는 머플러 내부의 압력분포와 속도분포를 확인하고자 한다. 따라서 머플러 내부의 유동분포성을 고려하여 설계할 때 필요한 결과를 획득하기 위해 해석방법은 3차원 압축성 비정상상태일 때를 가정하여 이미 공학적으로 검증된 열유체 상용코드인 STAR-CD를 이용하여 계산을 수행하였다. 난류모델은 k-ε표준모델을 적용하였으며, 속도항과 압력항의 연결은 PISO 알고리즘을 사용하였다. 또한 지배방정식의 대류항과 난류항의 차분은 상류도식법(Up wind scheme)을 적용하였고, 작동유체의 밀도항은 중앙도식법(Central difference scheme)을 적용하였다.

#### 3.2 경계조건 및 격자생성

지배방정식을 계산하기 위해 사용된 경계조건은 수치해석 검증을 위한 실험과 동일한 방법으로 Fig. 5와 같은 소음기를 설치하여 소음기 입구에서의 배기압력을 측정하여 Fig. 6과 같이 경계조건을 부여하였다.

출구의 경우 대기조건을 충분히 반영하기 위해 출구 미관 직경의 10배로 확장시켜 돔(Dome) 형상으로 격자를 생성시키고 끝단에 대기압력 조건을 부여하였다.

격자가 생성된 부분은 고체영역을 제외한 유체영역에만 국한하여 계산격자를 생성시켰으며, 파이프 및 격벽의 경우 외부와 노출되어 있지 않기 때문에 단열조건을 부여하였다. 또한 외부와 노출되는 머플러 케이스의 경우 주위온도가 400K로 일정하게 유지되고, 대류 열저항을  $2.3 \times 10^{-5} (m^2 \cdot K/W)$ 로 설정하였다.

크랭크 각도에 따른 소음기 내부 압력변화를 예측하기 위해 비정상상태로 계산을 수행하였으며, 입구 압력에 대한 경계조

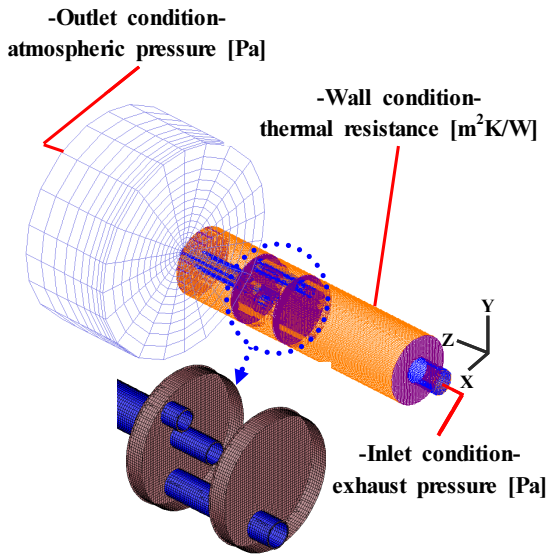


Fig. 6 Grid system and boundary conditions of muffler model

건을 실험을 통해 획득한 배기압력을 서브루틴을 사용하여 시간에 대한 압력으로 계산하였다.

#### 4. 유동해석 결과 및 고찰

Fig. 7은 배기압력을 확인하기 위해 소음기 내부에 가상의 센서를 통해 결과 값을 획득하기 위한 지점이며, 총 6군데의 위치에 대한 배기압력을 분석하였다.

Fig. 8은 비정상상태로 계산된 각 지점에 대한 압력분포를 나타내고 있다. Inlet은 머플러 입구로 유입되는 압력이며, 첫 번째 챔버는 첫 번째 챔버 중앙에서의 압력분포를 나타낸 것이다. 1st. pipe는 첫 번째 챔버와 두 번째 챔버를 연결하는 파이프의 중앙의 압력값을 나타낸 것이고, 두 번째 챔버부터 outlet은 각각 중앙에서의 압력값을 나타낸다. 일반적으로 125cc급 모터사이클의 경우 6000~8000rpm을 사용할 때 차량의 속도는 기어를 Top에 두었을 때 약 70~90km/h의 속도구간을 갖게는 운전 영역이다. 압력분포를 보면 배기밸브가 열리기 시작하는 배기밸브가 약 145°에서 열리기 시작하여 배기가스는 연소실에서 빠져나와 머플러로 유입된다. 이때 머플러로 유입되는 크랭크 각도는 6000rpm에서 약 166°에서 압력이 상승되는 것을 확인할 수 있었다. 6000rpm일 때 연소실에서 머플러까지 배기가스가 도달하는 시간은 약  $6.9 \times 10^{-4}$ s가 소요되었고, 7000rpm에서는 약 171°에서 상승되고  $5.95 \times 10^{-4}$ s가 소요되었으며, 8000 rpm에서는 176°에서 상승되고  $6.24 \times 10^{-4}$ s가 소요됨을 알 수 있었다. 엔진회전수가 증가할수록 크랭크각도는 지연되는 것을 확인할 수 있었다.

머플러 내부의 압력분포는 첫 번째 챔버의 경우 압력이 높게 형성됨을 확인할 수 있었고, 대기쪽으로 빠져나가면서 압력강

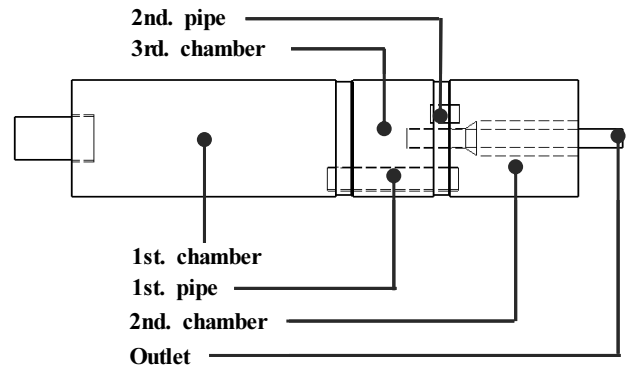


Fig. 7 Sensing points of exhaust pressure

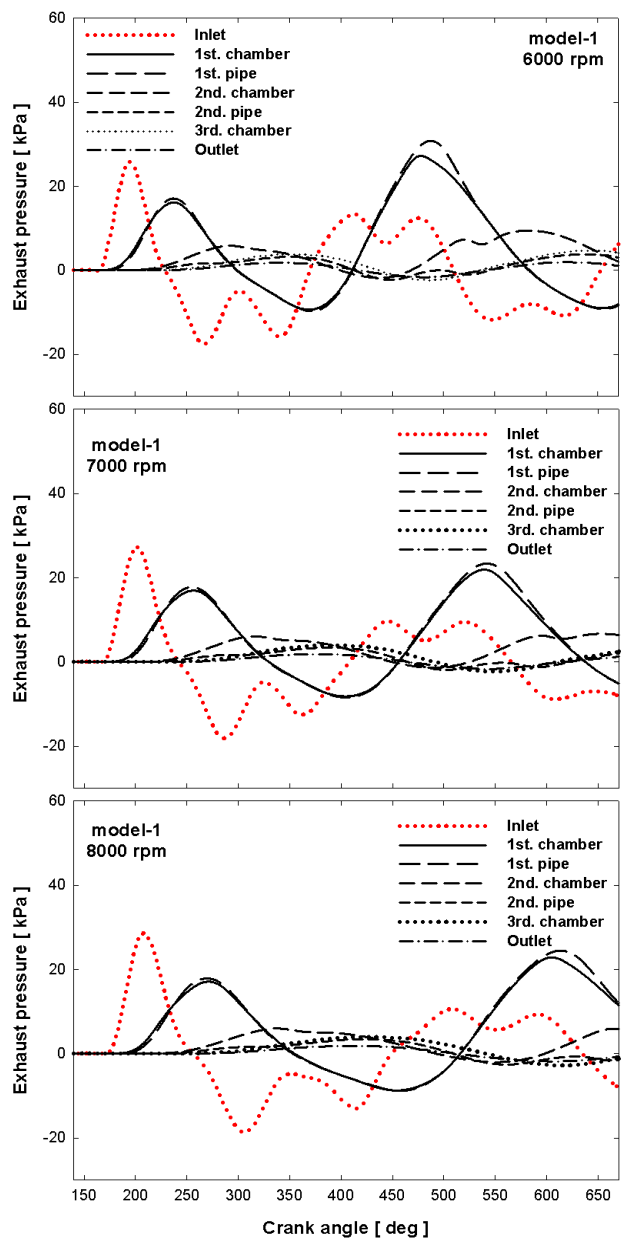


Fig. 8 Comparisons of exhaust pressure at sensing points

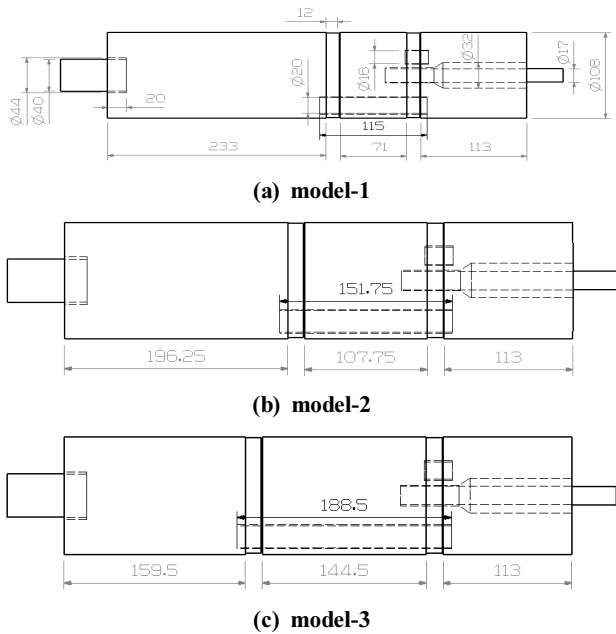


Fig. 9 Geometry of muffler models

하가 크게 일어남을 확인할 수 있었다. 또한 연소실에서 배기밸브가 열리는 면적이 커지면서 빠른 속도로 배출되는 배기가스의 속도가 낮아지면서 배출압력이 낮아지게 된다. 이때 이미 배기관으로 배출된 배기가스의 압력과 배기밸브에서의 압력차가 발생하여 배기관의 압력의 진행방향이 연소실 쪽으로 향했다가 배압에 걸려 다시 머플러 쪽으로 향하게 된다. 여기서 압력이 대기압 이하로 떨어졌다가 다시 상승하게 되는데 머플러의 첫 번째 챔버의 경우 압력이 정체되어 2차 압력상승이 1차 압력상승보다 상승하는 것으로 나타났다.

Fig. 9는 소음기 내부 격판에 대한 챔버 내부 체적을 변수로 설정하였으며, 첫 번째 격판의 위치에 따른 머플러 내부의 속도 분포를 정상상태일 경우에 대하여 유동해석을 수행하였다.

Fig. 10은 머플러 내부 단면에 대한 속도벡터분포를 나타내고 있으며, 입구에서 유입되는 유동은 첫 번째 격판에 부딪히면서 가장자리 쪽으로 이동하게 되고 그 벽면에서 유동 재순환이 발생하게 된다. 또한 일부는 상부 벽면을 타고 입구 쪽으로 이동하다가 입구 파이프에서 유입되는 속도와의 압력차로 인해 다시 격판 쪽으로 이동하면서 격판 주위에 복잡한 유동이 발생됨을 알 수 있었다. 다시 세 번째 챔버로 이동하면서 벽면과 충돌하게 되고 배출되는 파이프 위-아래로 쪼개지면서 이동하여 유입되는 반대쪽에 설치된 두 번째 챔버로 이동하는 파이프를 빠져나가게 된다. 최종 두 번째 챔버는 대기와 압력차가 가장 많이 발생하는 부분이므로 배기 파이프에서의 압력이 낮아지기 때문에 배출되는 속도가 높아지게 된다.

Fig. 11은 압력분포를 나타내고 있으며, 정성적으로 볼 때 첫 번째 챔버는 모두 높은 압력이 분포하는 것을 확인할 수 있다.

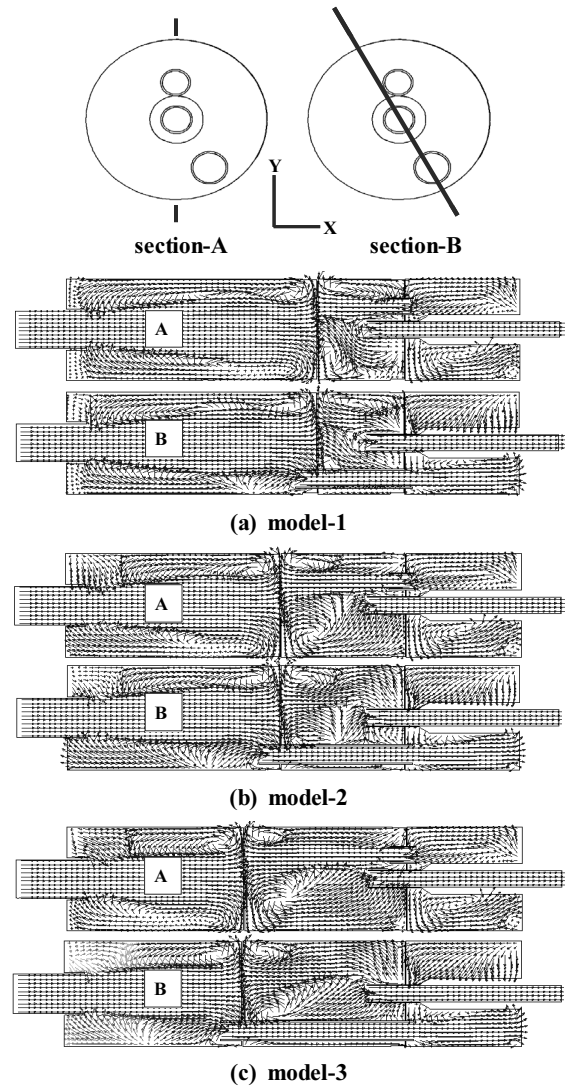


Fig. 10 Comparison of velocity vector distributions at A and B in muffler

이 챔버의 압력분포를 대기압을 기준으로 하여 평균하면 model-1은 22,373Pa, model-2는 21,450Pa 그리고 model-3은 21,284Pa 정도의 압력을 받고 있었다. 그리고 그다음 챔버로 이동하면서 급격하게 압력이 하강한 후 최종 대기로 배출되는 챔버로 이동하면서 대기압으로 압력회복이 이루어지고 있었다.

Fig. 12는 첫 번째 격판에서 받는 압력분포를 3차원으로 나타낸 결과이다. P-1은 첫 번째 챔버에 머플러 입구에서 토출되는 유동에 의해 직접적으로 받는 부분에 대한 압력이고, P-2는 세 번째 챔버에서 반대방향으로 받는 압력을 나타낸다. 양단에서 받는 압력차는 model-1부터 12,216Pa, 12,376Pa, 10,760 Pa로 model-3이 압력차가 가장 낮게 나타나 구조적으로 유리한 것으로 판단된다. 이는 model-3의 경우 세 번째 챔버의 체적이 크기 때문에 압력이 낮게 발생하였기 때문으로 판단된다.



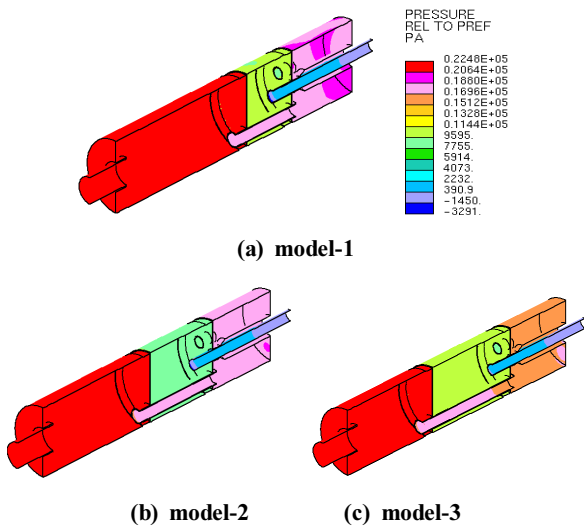


Fig. 11 Comparisons of static pressure distribution in muffler

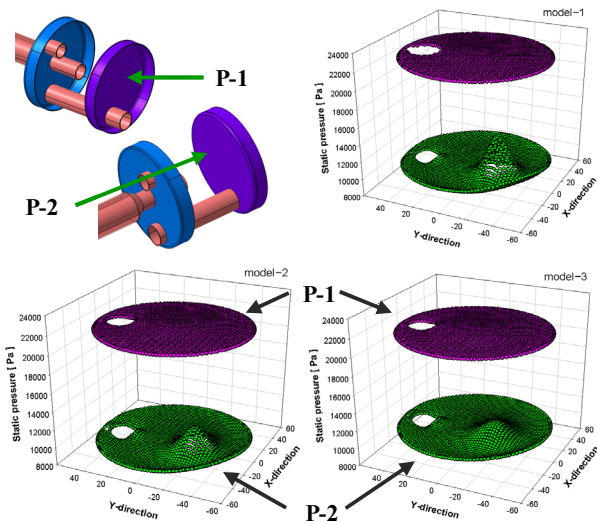


Fig. 12 Comparisons of static pressure at 1st baffle face

### 5. 결론

125cc급 소형 모터사이클의 머플러에 대한 수치해석 기법을 적용하여 내부유동에 대한 해석결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- (1) 머플러 유동해석에 대한 수치해석 기법 검증을 위해 배기되는 맥동압력을 비교한 결과 유동해석이 실험 값을 잘 따라가고 있는 것을 확인할 수 있었다.
- (2) 머플러 입구에서 발생하는 맥동압력이 격판을 거치면서 압력이 대기압으로 회복되고 있음을 확인할 수 있었다. 특히, 두 번째 챔버에서 급격하게 압력회복이 되면서 세 번째 챔버를 지나면서 거의 출구와 유사한 압력특성을 나타냄을

확인할 수 있었다.

- (3) 첫 번째 챔버에 대한 길이를 조절하여 정상상태일 경우 머플러 내부 유동을 분석한 결과 압력이 정체되어 배압의 증가로 인해 머플러 입구에서 토출되는 배기압력을 가장 크게 받는 것으로 나타났다. 이는 비정상상태의 해석결과에서 확인된 것처럼 첫 번째 챔버에서 압력이 증가가 급격하게 상승하고 2차 압력상승 시 보다 높이 증가함을 확인할 수 있었다.

### 참고 문헌

- (1) Hartsock, D. L., Stiles, E. D., Bable, W. C., and Kranig, J. V., 1994, "Analytical and Experimental Evaluation of a Thermally Insulated Automotive Exhaust System," *SAE paper No. 940312*.
- (2) Choi, S. C., Lee, H. J., Kim, S. H., Chung, H. S., Lee, K. Y., and Jeong, H. M., 2003, "Pressure Variations in Exhaust Pipe of a Single Cylinder Motorcycle Engine," *Proceedings of the KSAE Fall Annual Meeting*, pp. 659~664.
- (3) Dokumaci, E. , 2001, "Sound Transmission in Mufflers with Multiple Perforated CO-Axial Pipe," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 247, No. 3, pp. 379~387.
- (4) Denia, F. D., Albelda, J., and Fuenmayor, F. J., 2001, "Acoustic Behaviour of Elliptical Chamber Mufflers," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 241, No. 3, pp. 401~421.
- (5) Kim, M. H., Chung, W. I., and Chyun, I. B., 1999, "A Study on the Flow Characteristics of Steady State and Pressure Variation inside the Muffler with the Inflow of Pulsating Exhaust Gas," *Journal of KSAE*, Vol. 7, No. 8, pp. 150~159.
- (6) Kim, M. H., Chung, W. I., and Chyun, I. B., 2000, "A Study on the Flow Characteristics and Pressure Loss of a Muffler for the Variation of Volumetric Rate and Offset," *Journal of KSAE*, Vol. 8, No. 4, pp. 93~99.
- (7) Kim, J. Y., Kwac, L. K., An, J. S., Yang, D. J., Song, K. S., and Yang, D. J., 2004, "The Flow Analysis for Vibration and Noise Diagnostic of Vacuum Cleaner Fan Motor," *Journal of the KSMTE*, Vol. 13, No. 4, pp. 56~63.
- (8) Kim, J. Y., and Choi, J. H., 2009, "A Study on Optimal Design of Polymer Extruder Dies by CFD," *Journal of the KSMTE*, Vol. 18, No. 6, pp. 585~589.