

< 논문 >

## 2륜 자동차용 세라믹 촉매변환기내 압력특성과 유동균일도에 관한 수치해석

이중섭\* · 이용훈\*\* · 정효민\*\*\* · 정한식†  
(2006년 11월 28일 접수, 2007년 2월 20일 심사완료)

### Numerical Analysis on the Pressure Characteristic and Flow Uniformity in a Ceramic Catalytic Converter for Motorcycle

Chungseub Yi, Yonghun Lee, Hyomin Jeong and Hanshik Chung

**Key Words:** Motorcycle(2륜자동차), Catalytic Converter(촉매변환기)

#### Abstract

This research represents the catalytic converter for application in the motorcycle. We have to consider about catalytic converter for reducing exhaust gas strength regarding the displacement volume enlargement. The catalytic converter has been widely used to satisfy the regulations of pollutant emissions from automobiles. Recently, all catalytic converter researches are about automobile. Study about motorcycle catalytic converter has not been conducted yet. In this study, flow uniformity and pressure distribution were simulated in the monolithic inlet of catalytic converter for motorcycle. Exhaust pulsation pressure was set as transient condition about. It was found that flow uniformity shown in base model (0.85) was lower than megaphone model (0.98).

#### 기호설명

- P : 압력 [Pa]
- $\Delta P$  : 압력차 [Pa]
- $\Theta$  : 확대관각도 [°]
- $\phi$  : 엔진회전수 [rpm]
- $\dot{m}$  : 질량유량 [kg/s]
- $\gamma$  : 유동균일도
- TDC : 상사점 [deg]
- BDC : 하사점 [deg]
- CA : 크랭크각도 [deg]
- $L_M$  : 촉매담체길이 [mm]
- $U_{IN}$  : 유입속도 [m/s]

#### 1. 서론

현재까지 일반 자동차에 대한 촉매변환기의 개발 및 연구는 급속도로 발전해왔다. 이에 반해 2륜 자동차의 경우 촉매변환기에 관한 연구는 아주 미흡한 실정이다. 최근 선진국을 중심으로 환경문제에 대한 규제가 강화되고 있다. 특히, EC(european community) 등은 자국 내로 수입되는 모든 차량에 대한 촉매변환기의 설치가 의무화되어 있다. 따라서 과거와 같이 엔진의 출력향상 뿐만 아니라 배기가스 배출물 규제를 만족시키기 위한 연구가 활발히 진행되고 있다. 특히 유럽, 대만, 일본, 미국 등에서는 2륜 자동차에도 일반 자동차와 같이 공해저감장치를 부착하여 생산하고 있고, 단계적으로 배출허용기준 및 측정방법을 강화하고 있으며, 구미와 대만은 배기량의 크기에 관계없이 동일한 허용기준을 적용하고 있다. 현재까지 국내에서 생산되는 2륜 자동차의 배기량은 125

† 책임저자, 회원, 경상대학교 정밀기계공학과, 해양산업연구소

E-mail : hschung@gnu.ac.kr

TEL : (055)640-3185, FAX : (055)640-3188

\* 회원, 경상대학교 BK21 친환경에너지기계연구소

\*\* 회원, 경상대학교 대학원 정밀기계공학과

\*\*\* 회원, 경상대학교 정밀기계공학과, 해양산업연구소

cc 이하가 주를 이루고 있으며, 앞으로 큰 배기량의 2륜 자동차 생산이 증가할 것으로 판단되고 있다. 따라서 배기량의 증가로 인해 배출되는 배기가스의 농도를 낮추기 위해 필연적으로 촉매변환기에 대한 인식전환이 필요한 시점에 와 있다. 촉매변환기의 설치적용은 생산단가가 상승하므로 제조사의 부담일 수밖에 없다. 또한 비교적 적은 배기량의 2륜 자동차일 경우 엔진특성상 출력하락으로 이어지기 때문이다. 또한 기계식 기화기로 이론공연비를 만족시키기는 매우 어려워 연료분사식 또는 2차 공기분사기를 설치하여 강력한 환경규제로 인해 배출물 규제에 만족시켜야 되는 시점에 이르렀다. 그러나 환경규제의 측면에서 보면, 가장 능동적으로 배출물을 저감시킬 수 있는 것은 현재까지 촉매변환기 밖에 없다고 판단된다. 그러나 앞서 설명한 촉매변환기에 대한 연구는 일반 자동차에 대한 연구결과이며, 2륜 자동차에 적용을 위한 촉매변환기 연구는 전무한 상태이다. 초기의 촉매변환기는 배출물의 저감을 위한 부가적인 형태의 장치로 개발되었으므로 배기시스템은 한정된 공간 내에 설치해야 한다. 또한 촉매변환기로 인해 배압을 최소화시키기 위해서 길이가 짧은 모델이 선호되다가 변환성능을 향상시키기 위해서 배기가스의 체류시간을 증가시키기 위한 방법으로 적절한 크기의 부피가 보장되어야 한다. 따라서 촉매변환기 단면은 불가피하게 배기관 단면에 비해 크게 설계되어야 했고, 이로 인해 모노리스 전단부에 확대관(diffuser)이 설치되어야 했다.<sup>(1,2)</sup> 이는 유동불균일을 초래하게 되어 결국 장기적인 내구성에 악영향을 미칠 것으로 판단된다. 또한 Fu<sup>(3)</sup> 등과 Shuai<sup>(4)</sup> 등은 실험 및 수치해석을 통하여 모노리스 확대부가 모노리스 중심선과 오프셋이 된 촉매변환기의 경우 최적 기울기각은 45°~60°임을 확인하였다. 이 또한 유동불균일을 최소화시키기 위한 노력이었으며, 근본적인 최적형상 제시는 2륜 자동차에는 부적합한 것으로 판단된다. 또한 본 연구에 대한 선행된 연구 결과<sup>(5-7)</sup>에서 배기유동이 정상상태일 경우에 국한하여 2륜 자동차에 적합한 촉매변환기 확대관의 최적형상을 제시한바 있다. 따라서 본 연구는 배기맥동압력에 대한 비정상상태일 경우에 대한 촉매변환기 담체 입구 면에서 압력분포와 유동균일도를 예측하는데 목적이 있다. 압력분포의 경우 배압에 가장 큰 영향을 미치는 요소이며, 이는 결국 유동균일도와 마찬가지로 장기간 사용시

나타나는 내구성과 직결되는 문제이기 때문이다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 배기압력 측정방법

본 연구에 사용된 엔진은 125 cc 단기통 4행정 가솔린 엔진을 사용하였으며 그 제원은 Table 1 과 같다. 크랭크 각도에 따라 배출되는 배기압력

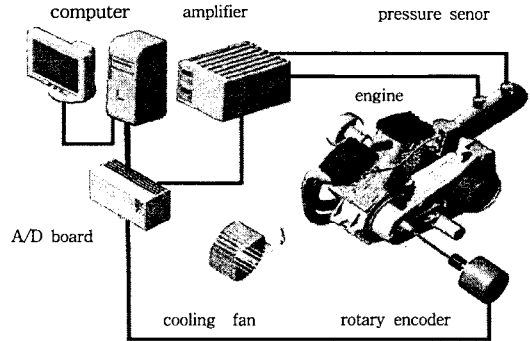


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

Table 1 Experimental instruments for present experiment

Equipments names	Types	Manufactures
Pressure censer	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

Engine type	4-stroke, single cylinder
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	1.0 kg-m/7000 rpm
Max. power	11 Ps/9000 rpm

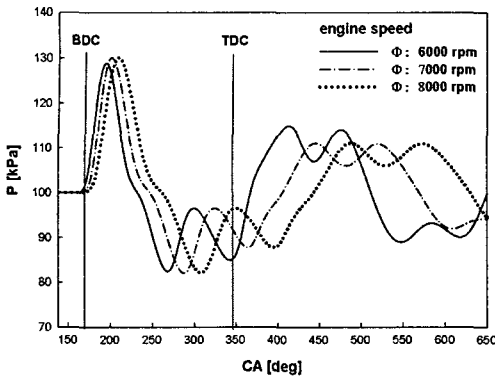


Fig. 2 Exhaust pressure in the exhaust pipe

은 비선형적으로 발생되어 맥동압 형태가 된다. 따라서 이러한 맥동압을 측정하기 위해 Table 2와 같은 제원의 계측장비를 사용하여 배기관 입구에서 약 700 mm 지점에서의 맥동압을 측정하였다. 배출되는 맥동압을 직접 측정함으로써 촉매변환기 입구에 수치해석시 주어질 경계조건으로 사용하기 위함이다.

2.2 배기압력측정 결과

수치해석상에 경계조건으로 부여하게 될 맥동압력을 Fig. 2와 같이 측정할 수 있었다. 크랭크 각도가 약 147°에서 배기밸브가 열리기 시작하고, 342°에서 배기밸브가 완전히 열리게 된다. 또한 538°에서 배기밸브는 닫히게 된다. 이때 밸브 오버랩은 344~540사이 구간에서 이루어진다. 이때 연소실 내부는 흡기와 배기가 동시에 진행하게 되고, 흡기밸브가 열리기 시작되는 구간에서는 연소실 내의 잔존 배기가스를 새로운 혼합기가 밀어내어 순간적인 압력상승이 발생한다. 또한 측정위치가 배기밸브에서 약 700 mm 후방지점이므로 압축성 효과에 의해 위상차가 발생함을 알 수 있었다.

2.3 촉매담체 압력특성

본 연구에서는 담체(monolith)형 촉매변환기가 사용되었고, 이 촉매변환기는 다공성 물질로 상사되어 모델링되고 있으며, 담체에 의한 배압의 증가를 구현하기 위해서 일반적으로 다음 식 (1)과 같은 압력증가 항이 사용되고 있다.<sup>8-10)</sup>

$$-K_i u_i = \frac{\partial p}{\partial \xi_i} \tag{1}$$

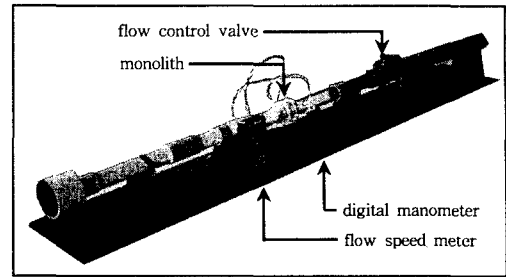


Fig. 3 Experimental apparatus of pressure difference

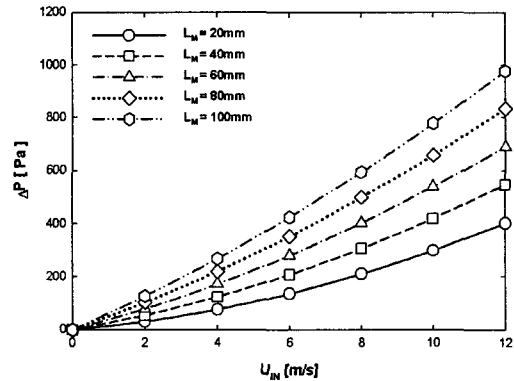


Fig. 4 Comparison of pressure difference at monolith

$$K_i = \alpha_i |v| + \beta \tag{2}$$

Table 3 Porous coefficients of monolith

LM	$\alpha$	$\beta$
20 mm	359.80	1195.7
40 mm	179.95	1196.4
60 mm	120.10	1196.5
80 mm	90.04	1196.6
100 mm	72.02	1196.7

여기서  $\xi_i$  ( $i=1, 2, 3$ ) 유동 방향을 나타내며,  $K_i$ 는 투과율,  $u_i$ 는  $\xi_i$ 에서의 면적속도를 나타낸다. 투과율  $K_i$ 는 식 (2)과 같은 형태의 면적속도 크기의 함수로 나타낼 수 있으며, 수치해석시 다공성물질로 가정하여 촉매담체를 모델링하기 위해 투과계수의 설정이 필요한데 이때  $\alpha$ 와  $\beta$ 가 필요하다. 촉매담체의 직경을 60 mm로 고정하고, 길이를 변수로 두어 촉매담체에 대한 차압실험 수행하였다. 본 실험은 Fig. 3과 같이 KS-B 6311의 규정에 의거하여 차압실험을 수행하여 Fig. 4와 같은 결과를 얻을 수 있었다. 이러한 압력차를

다시 거리에 대한 비로 전환시켜  $\alpha$ 와  $\beta$ 를 Table 3과 같이 정리할 수 있었고, 수치해석시 필요한 계수를 획득할 수 있었다.

### 3 수치해석 방법

#### 3.1 지배방정식 및 경계조건

본 연구에서는 촉매변환기 내에 흐르는 유동을 상용 CFD코드인 STAR-CD를 Solve로 사용하였으며, 3차원 비정렬 육면체 제어체적은 ICEM-CFD를 사용하였다. 촉매변환기내 유동은 3차원 비정상상태의 난류유동으로 가정하였으며, 촉매담체 부분은 압력강하 값에 의해 해석을 수행하였다. 촉매변환기에서의 속도분포 및 압력을 계산하기 위해서 사용된 지배방정식은 연속방정식과 운동량 방정식이 사용되었으며, 난류모델은 이미 공학적으로 타당성을 검증 받은 표준  $k-\epsilon$  난류모델을 사용하였다. 또한 대류항은 풍상차분법을 사용하였으며, 압축성을 고려하였기 때문에 점성항은 중심차분법을 사용하였다. 열전달 문제는 고려하지 않았기 때문에 에너지 방정식을 계산하지 않았다.

Fig. 5는 경계조건은 입구의 경우 실험에서 획득한 맥동압력을 설정하였고, 출구의 경우 대기압 조건으로 설정되었는데 이때 배기미관에서 토출되는 배기압력을 고려하여 배기관 직경의 약 8 배로 확장하여 배기미관에 직접적인 대기 압력이

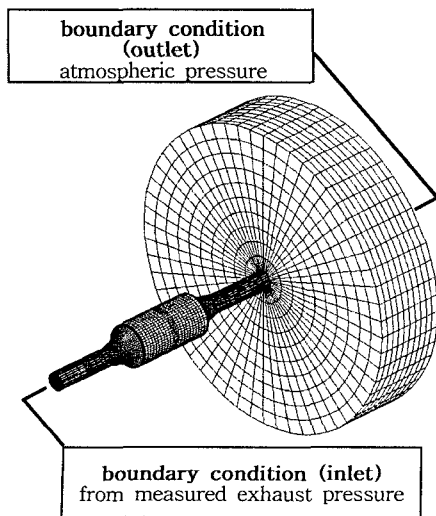


Fig. 5 Boundary conditions on catalytic converter

걸리지 않도록 고려하였다. 이러한 수치해석적 조건을 부여하여 Fig. 4와 같이 계산모델을 선행 연구<sup>(5-7)</sup>를 통해 선정하였으며, 격자수는 약 35만 개가 소요되었다.

#### 3.2 수치해석 검증

촉매변환기에 대한 비정상상태 수치해석방법에 관한 검증방법에는 여러 가지가 있을 수 있으나 본 연구에서는 실험을 통해 실험결과와 수치해석 결과를 비교하여 검증하는 방법을 채택하였다. Fig. 6과 같은 수평 배기관을 엔진에 설치하여 실험을 통해 P-1과 P-2에 대한 압력을 측정하였고, 다시 P-1을 수치해석하여 P-2에 대한 맥동압력을 비교 검증하였다.

Fig. 7은 P-2지점에서의 배기압력 실험결과와 수치해석 결과를 나타내고 있다. 전반적으로 결과값이 정성적으로 잘 일치하고 있음을 확인할 수 있었다. 특히 배기밸브가 열리는 시점인 ABDC 33°(CA=147°)에서 BBDC 60°(CA=240°)까지는 추종성이 아주 뛰어남을 알 수 있었다. 반

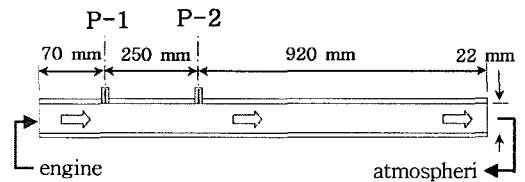


Fig. 6 Schematic diagram of verification model for numerical analysis

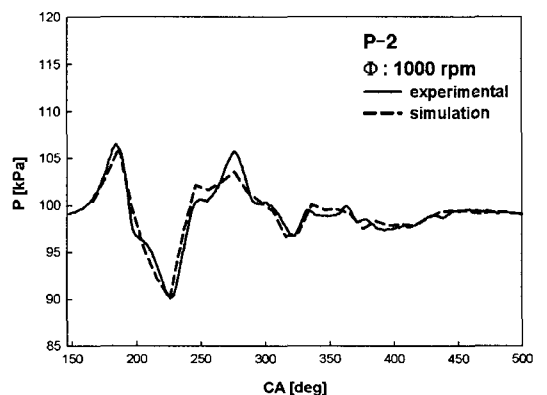


Fig. 7 Comparison of experimental and simulation result

면 BDC와 TDC의 중간지점인 CA가 약 270°부근에서 수치해석 결과가 다소 저평가됨을 확인할 수 있었다. 이러한 원인은 수치해석시 출구조건을 대기 압력으로 일정하게 주어졌기 때문에 변동되는 압력성분을 감안하지 못한 원인으로 판단된다.

3.3 수치해석 모델

본 연구는 확대관의 각도변화가 유동균일도에 미치는 영향을 관찰하기 위해 유동이 유입되는 확대관의 형상을 일반적으로 사용되는 촉매변환기를 기본모델로 하고, 확대관의 내부각도를 4°와 5° 일 경우에 대하여 3가지 모델에 대한 기하학적 변수를 추가하여 수치해석을 수행하였다. 해석에 사용된 경계조건은 앞서 실험한 맥동압력과 동일한 조건이며, Fig. 8에서 해석모델에 대한 기하학적 변수를 나타내고 있다. 일반 자동차의 경우 차체의 하부에 설치되거나 엔진 옆에 설치되는데 이때에는 공간적 제약을 많이 받게 됨으로 촉매변환기의 형상에 대한 제약이 반드시 따르게 된다. 반면 2륜 자동차의 경우 일반 자동차와 비교할 경우 공간적인 제약에 다소 유리한 조건을 가지게 된다. 가장 대표적인 것은 2륜 자동차의 경우 배기계를 숨길 필요가 없을 뿐만 아니라 오히려 감성적 측면을 고려한 배기계 디자인이 2륜 자동차의 전반적인 이미지를 결정하기 때문이다. 따라서 본 연구에서 유동균일도를 최대화 시킬 수 있는 2륜 자동차 적용을 위한 촉매변환기 형상을 제안하고자 한다.

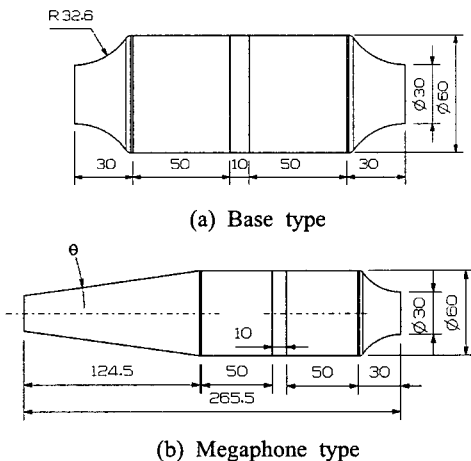


Fig. 8 Geometry of simulation models

4. 수치해석 결과 및 고찰

배기가스의 압력을 경계조건으로 사용하여 수치해석하여 촉매담체 입구면을 지나서 질량유량과 유동균일도와 촉매담체 입구면에서의 압력 및 입출구에 대한 차압을 다음과 같이 획득할 수 있었다.

Fig. 9는 엔진회전수에 따른 촉매담체 입구면을 통과하는 질량유량을 예측한 것이다. CA가 약 200°를 지남에 따라 증가하기 시작하여 변화가 발생된다. CA가 147°에서 배기밸브가 열리기 시작하여 배기가스가 촉매담체까지 전파되기 까지 약 50°의 위상차가 발생함을 알 수 있었고, 엔진회전수가 증가함에 따라 위상차가 증가하였다. 배압의 증가에 따라 압축성 효과로 인한 결과로 풀이된다.

Fig. 10은 촉매담체 입구면에서의 압력분포를 나타내고 있다. 정성적으로 관찰할 경우 base 모델의 경우 megaphone 모델에 비해 비교적 높은 압력분포를 나타내고 있으며, 엔진회전수의 증가에 따라 위상차가 지연되고, 압력 또한 상승하는 것으로 나타났다. 엔진회전수에 대한 위상차는 배기가스의 압력상승으로 인한 것으로 판단되며, megaphone 모델의 경우 확대관의 길이가 증가함에 따라 base 모델에 비해 배기가스의 도달거리가 증가하여 위상차가 발생하는 것으로 판단된다. 그러나 megaphone 모델의 경우 base 모델에 비해 약 7 kPa 정도 낮은 압력분포를 나타내고 있음을 확인할 수 있었다. base 모델의 경우 배기

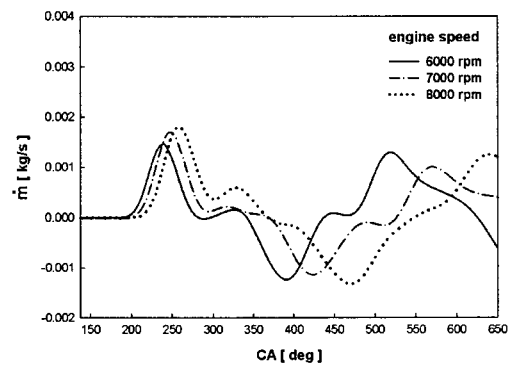


Fig. 9 Comparison of mass flux according to engine speed at catalytic converter

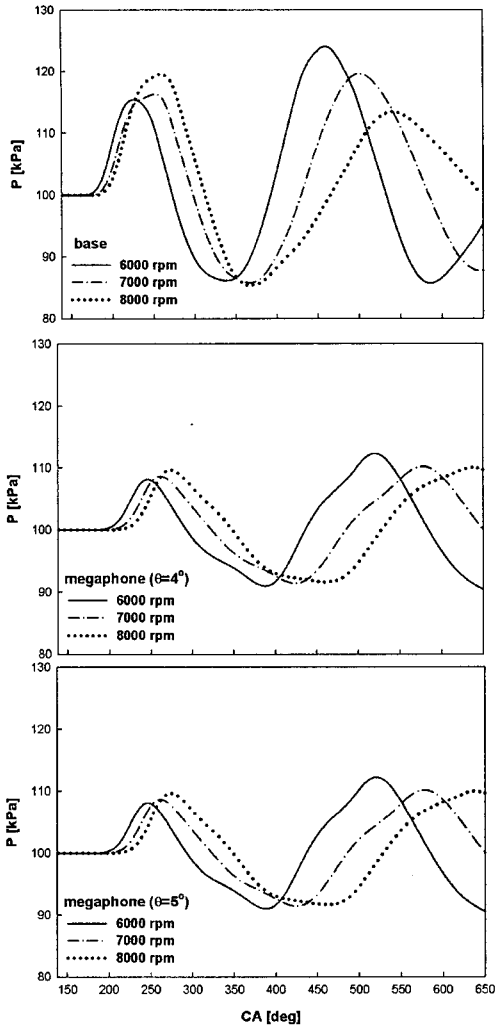


Fig. 10 Distributions of pressure according to engine speed at monolith inlet

관에서 촉매담체 입구면까지의 거리가 짧고, 확대관의 체적이 비교적 적기 때문에 배압이 상승한 것으로 사료된다. 반면 megaphone 모델의 경우 확대관 각도의 영향은 미미한 것으로 판단된다.

Fig. 11은 촉매담체 입출구에 대한 압력차를 모델별로 나타내고 있다. base 모델의 경우 megaphone 모델에 비해 비교적 높은 압력차를 나타내고 있다. 그러나 megaphone 모델의  $\theta$ 가  $4^\circ$ 와  $5^\circ$ 의 경우 거의 유사한 압력분포를 나타내고 있었고, 압력차 또한 base 모델에 비해 상당히 낮은 분포를 보여주고 있다. base 모델과 megaphone

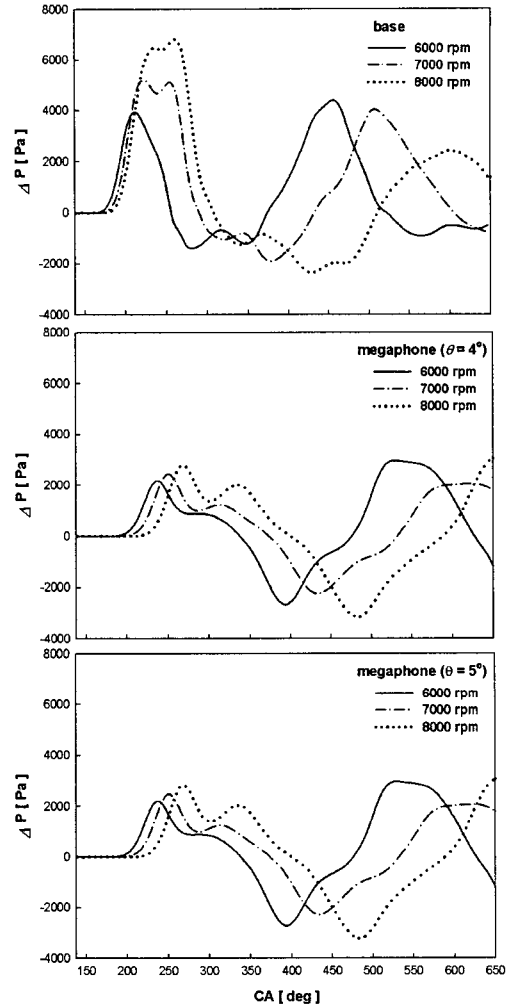


Fig. 11 Distributions of pressure difference according to engine speed at monolith

모델과 비교할 경우 6000 rpm에서 약 2000 Pa, 7000 rpm에서 약 2500 Pa 그리고 8000 rpm에서 약 3000 Pa 정도의 차이를 보이고 있다. 따라서 엔진회전수 증가에 따라 약 500 Pa 정도 차이가 발생함을 확인할 수 있었다. 따라서 배압의 증가를 억제하기 위해서는 megaphone 형태의 촉매변환기 형상을 갖추어야 될 것으로 사료된다. 또한 촉매담체 자체가 배압을 증가시키는 원인으로 작용하기 때문에 배기가스의 배출이 원활하지 못해 2차 압축과가 크게 증가함을 확인할 수 있었다.

Fig. 12는 촉매담체 입구면에서의 유동균일도를 나타내고 있다. base 모델의 경우 megaphone 모델

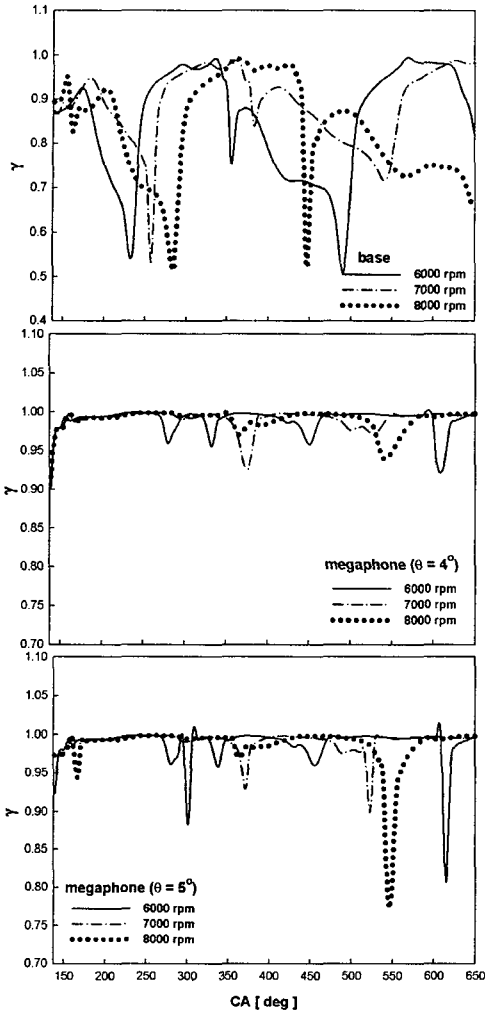


Fig. 12 Distributions of flow uniformity according to engine speed at monolith inlet

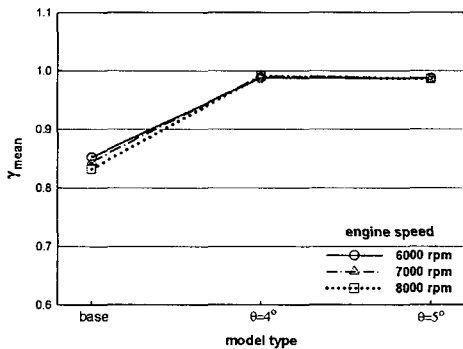


Fig. 13 Comparison of mean flow uniformity according to engine speed at monolith inlet

과 비교할 경우 CA의 변화에 따라 유동균일도가 급격하게 변화하는 것을 확인할 수 있었고, megaphone 모델의 경우 다소 안정적임을 확인할 수 있었다. 또한 base 모델의 경우 유동균일도가 최하 0.5 부근까지 하강하였지만 megaphone 모델의  $\theta=4^\circ$ 의 경우 0.9,  $\theta=5^\circ$ 의 경우 0.75 정도로 비교적 높은 유동균일도를 나타내고 있어  $\theta$ 가 낮을수록 유동균일도가 향상됨을 확인하였다. base 모델의 경우 촉매담체 가장자리 부근에서 유동재순환영역이 발생하여 촉매 중심부와의 속도 기울기가 크게 발생하였기 때문에 낮고 불안정한 유동균일도 분포가 발생하는 것으로 사료된다. 반면, 유동균일도가 높은 megaphone 모델의 경우 촉매 중심부와 가장자리에서의 속도 기울기가 거의 일정하기 때문에 높고 안정적인 유동균일도를 확보한 것으로 사료된다. 이는 앞선 선행 연구의 결과에서 보다 자세히 기술되어 있다.<sup>(5,6)</sup>

Fig. 13은 위의 유동균일도를 평균한 것을 나타내고 있으며, base 모델의 경우 엔진회전수에 따라 약 0.85 정도 확보하였다. 반면 megaphone 모델의 경우  $\theta=4^\circ$  일 경우 약 0.98,  $\theta=5^\circ$  일 경우 약 0.97 정도의 유동균일도를 확보할 수 있었다. 따라서 배압 상승을 억제하면서 유동균일도를 향상시키기 위해서 기존의 base 모델을 탈피하여 megaphone 모델로 촉매변환기 확대관의 형상을 변경하는 것이 보다 효율적일 것으로 사료된다.

#### 4. 결론

2륜 자동차에 적용하기 위해 촉매변환기내 유동균일도와 배압에 관한 수치해석을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 촉매담체의 차압실험결과 유속의 증가에 따라 거의 선형적인 압력차가 발생하였고, 압력투과계수를 확보할 수 있었다.

(2) 촉매담체 입구면을 통과하는 질량유량은 엔진회전수가 증가함에 따라 증가하였고, 최대 유량은 6000 rpm에서 0.00145 kg/s, 7000 rpm에서 0.00164 kg/s 그리고 8000 rpm에서 0.00182 kg/s로 나타났다.

(3) 촉매담체 입구면에서의 압력분포와 입출구 압력차는 megaphone 모델의  $\theta=4^\circ$ 가 가장 낮게 발생하였고, base 모델의 경우 상대적으로 높게 나타남에 따라 배압이 크게 발생하였다. 따라서

단기통 2륜 자동차의 경우 부적합한 모델로 판단된다.

(4) 촉매담체의 효율성을 판단하는 지표중의 하나인 유동균일도의 경우 base 모델의 경우 megaphone 모델에 비해 낮게 나타났으며, 평균할 경우 base 모델은 0.85, megaphone 모델 중  $\theta=4^\circ$ 에서 0.98,  $\theta=5^\circ$ 에서 0.97이 확보됨에 따라 내구성을 감안할 경우 megaphone 모델과 유사한 형태의 확대관으로 변경할 경우 보다 효과적일 것으로 판단된다.

## 후 기

본 연구는 산업자원부 지역혁신인력양성사업과 2단계 BK21, 대림자동차공업(주) R&D 센터의 지원으로 이루어졌으며 이에 관계자 여러분들께 감사드립니다.

## 참고문헌

- (1) Ronald M. Heck and Robert. J. Farrauto, 2001, "Automobile Exhaust Catalysts," *Applied Catalysis A*, General 221, pp. 443~457.
- (2) Chakravarthy, V. K., Conklin, J. C., Daw, C. S. and D'Azevedo, E. F., 2003, "Multi-Dimensional Simulations of Cold-Start Transients in a Catalytic Converter Under Steady Inflow Conditions," *Applied Catalysis, A:General* 241, pp. 289~306.
- (3) Fu, X., Lambert, D. W., McLaren, G. S., Treacy, D. R. and Then, P. M., 1998, "3D Computational and Experimental Fluid Dynamics Analysis for the Automotive Catalytic Converter," *Proceedings of the ASME Fluids Engineering Division*, FED-Vol. 247.
- (4) Shijin, S., Wang, J. and Zhuang, R., 2000, "Numerical Simulation and Optimum Design of Automotive Catalytic Converters," *FISITA Congress*, Paper No. F2000H205.
- (5) Chungseub Yi, Jeongse Suh, Hanshik Chung, Hyomin Jeong, Jaeyoung Bae, 2006 "Exhaust Gas Temperature Characteristics of Catalytic Converter shape for Motorcycle," *Transactions of the KSAE*, Vol. 14, No. 5, pp. 138~144.
- (6) Chungseub Yi, Hanshik Chung, Hyomin Jeong, Jeongse Suh, Cheoljae Lee, 2006 "A Study on the Geometry Decision of Catalytic Converter for Motorcycle," *Transactions of the KSAE*, Vol. 14, No. 6, pp. 137~142.
- (7) Chungseub Yi, Jeongse Suh, Hanshik Chung, Hyomin Jeong, Taeyoul Bae, Jaeyoung Bae, 2005, "Numerical Analysis on the Flow Uniformity in Catalytic Converter of Motorcycle," *Conference Proceedings of KSME Fall Annual Meeting*, pp. 2262~2267.
- (8) Wendland, D.W. and W. Mattes, R., 1986 "Visualization of Automotive Catalytic Converter Internal Flow," *SAE Paper*, No. 861554.
- (9) Wendland, D.W., Mattes, W. R. and Sorrel, R. L., 1992, "Effect of Header Truncation on Monolith Converter Emission-Control Performance," *SAE Paper*, No. 922340.
- (10) Wendland, D.W., John Kreucher and Eric Andersen, 1995, "Reducing Catalytic Converter Pressure Loss with Enhanced inlet-Header Diffusion," *SAE Paper*, No. 952398.