

아이들링 시 배기시스템 용적이 SI 기관의 연소특성에 미치는 영향

노형철¹⁾ · 박경석²⁾ · 손성만¹⁾

경희대학교 대학원 기계공학과¹⁾ · 경희대학교 테크노공학대학²⁾

The Effects of the Combustion Characteristics on the Exhaust System Volume of the SI Engine in Idling

Hyungchul Noh¹⁾ · Kyoungsuk Park²⁾ · Sungman Son¹⁾

¹⁾Department of Mechanical Engineering, Kyung Hee University, Gyeonggi 449-701, Korea

²⁾College of Advanced Technology, Kyung Hee University, Gyeonggi 449-701, Korea

(Received 3 January 2007 / Accepted 27 February 2007)

Abstract : We research into the exhaust system volume what proving the optimum exhaust performance and combustion characteristics. Many automobile manufactures have developed complex exhaust system for environment regulation and noise reduction. This complex exhaust system provides acoustics silencing and low frequency noise for customers demand. Recently, automobile exhaust system have made the Dual muffler concerning to the noise and vibration reduction. Also it bring the engine performance down by decreasing the back pressure and temperature in the exhaust system. The experiments are carried out different volume of exhaust system. In order to establish the optimized conditions design factors which are taking exhaust system volume, it show how the exhaust performance influence on the engine performance in idling.

Key words : Exhaust system(배기시스템), Combustion characteristics(연소특성), Engine performance(엔진성능), Back pressure(배압), Dual muffler (이중머플러)

1. 서론

자동차 배기시스템은 엔진에서 연소된 배출가스의 대기중으로 배출, 열해리 방지, 배출가스 정화 및 소음 감소를 주목적으로 하고 있다.

종래의 연구는 단순히 자동차 엔진에서 연소된 가스를 대기중으로 배출하는 배기관의 형상학적인 연구가 주로 진행되어 왔다.¹⁻⁷⁾ 그러나 자동차의 발달과 더불어 라이프스타일의 변화로 인해 소비자의 소비패턴도 많은 요구를 하게 되었다. 그 결과 자동차 배기시스템의 용적이 커지고 배기소음 및 유해 배출가스를 저감시킬 수 있었다.

그러나 배기시스템의 배압역전현상으로 인해 배출가스의 온도가 포화증기 온도 이하로 떨어졌을 경우 배출가스 내의 수분이 응축되어 다량의 응축수가 배기시스템 내에 존재하게 되며, 배기시스템의 성능은 저하된다. 그러므로 배기시스템의 배기 성능을 원활하게 유지시키기 위해서는 배기시스템 입구에서 출구까지 배압역전현상이 발생하지 않도록 배기시스템을 설계하여야 한다.

따라서, 본 연구에서는 아이들링 시 자동차 배기시스템의 용적이 엔진 연소특성에 미치는 영향을 분석하기 위하여 용적별 메인머플러를 1400cc, 2400cc, 2800cc로 제작하여 배기시스템 각 부의 배압 및 열적특성을 규명하고 연소특성에 미치는 영

*Corresponding author, E-mail: thermal@khu.ac.kr

향을 분석하고자 한다.

2. 이론

엔진 연소특성을 분석하기 위해 압력센서가 장착된 4번 실린더의 연소압력을 측정하였다. 정밀한 데이터 취득을 위하여 3600 로타리 엔코더를 사용하여 A, Z펄스를 제어하는 방식을 택하였다. 엔진 실린더 내 연소특성 값을 구하는 일반식은 식 (1)~식 (3)과 같다. 연소특성 분석을 위해 연소압력 측정은 10회 실시하였다. 1회 측정 시 10개의 사이클을 샘플링하였으며, 임의의 크랭크각에서 평균압력값을 이용하였다. 아이들링 시 열효율은 연료소비율을 이용하였다. 연료소비율은 단위 출력에 대한 연료유량의 비로 되는 무차원 파라미터이다. 배기파이프의 열손실률을 구하는 식은 Fourier의 법칙으로부터 식 (4)와 같다.

$$P = \frac{\sum_{i=1}^n P_{\theta}}{N} \quad (1)$$

여기서, P : 임의의 크랭크각 θ 에서의 평균압력 값(Pa),

P_{θ} : 임의의 크랭크각 θ 에서의 순간압력 값(Pa),

N : 샘플링된 사이클 수이다.

$$sfc = \frac{\dot{m}_f}{P} \quad (2)$$

여기서, sfc : 연료소비율(g/kJ), \dot{m}_f : 질량유동률 (g/s), P : 동력(kW), Q_{HV} : 연료의 발열량 (kJ/g)이다.

$$\eta = \frac{1}{sfc \cdot Q_{HV}} \quad (3)$$

여기서, η : 열효율, sfc : 연료소비율(g/kJ), Q_{HV} : 연료의 발열량(J/g)이다.

$$\dot{Q}_{cyl} = 2\pi kL \frac{T_1 - T_2}{\ln(r_2/r_1)} \quad (4)$$

여기서, \dot{Q}_{cyl} : 열손실률(W), L : 배기파이프 길이(m), k : 배기파이프 열전도도(W/m · k),

T_1 : 내부 벽면 온도(k), T_2 : 외부 벽면 온도(k),

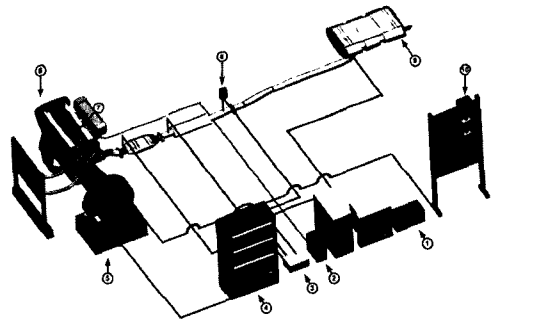
r_1 : 파이프 내부 반경(m), r_2 : 파이프 외부 반경(m)

3. 실험장치 및 방법

3.1 실험장치

본 연구에서 사용된 실험장치는 Fig. 1과 같다. 실험용 엔진은 Table 1과 같은 제원을 가진 4기통 가솔린엔진을 사용하였다. 실험용 엔진에는, 기관 회전 속도 신호, 수온센서, TPS센서, 흡기온도센서, 흡입 공기유량계에서 보내온 신호제어에 의해 연료 분사량을 조절하는 전자제어 연료분사 시스템을 적용하였다. 스토틀밸브 개도량은 직류서보모터로 제어하였고, 스토틀포지션센서의 출력신호로 스토틀밸브 개도량을 제어하였다.

실린더 내에서의 연소속도는 고속으로 일어나므로



- ① Oscilloscope
- ④ Dynamometer controller
- ⑦ Cylinder pressure transducer
- ⑩ Fuel consumption meter
- ② Charge amplifier
- ⑤ Dynamometer
- ⑧ Back pressure transducer
- ③ Data acquisition
- ⑥ Test engine
- ⑨ Main muffler

Fig. 1 Experimental setup for the engine dynamometer

Table 1 Specifications of the experimental engine

Engine specifications	
Type	4cylinder S.I engine
Bore × Stroke (mm×mm)	85 × 88
Displacement (cc)	1,997
Compression ratio	10.1 : 1
Maximum torque (kgf · m/rpm)	18.4 / 4500
Maximum output (PS/rpm)	137 / 6,000
Spark timing	11°±5° BTDC / 850 rpm idle

Table 2 Specifications of combustion pressure measurement

Item	Specifications
Combustion Pressure transducer	
Type	Piezoceramic
Range	0 ~ 150 bar
Sensitivity	-16.6 pC/bar
Linearity	≤ ±0.6 %FSO
Operating Temperature range	≤ 350 °C
Mounting type	Spark plug

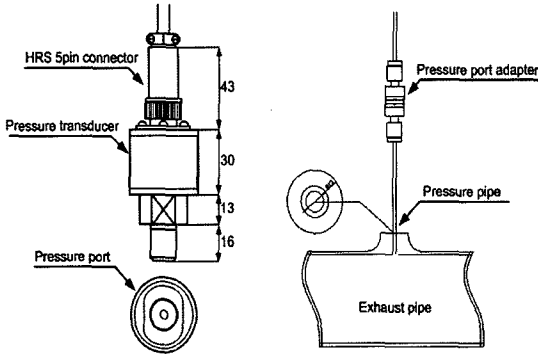


Fig. 2 Setting adaptor position of pressure transducer

로 짧은 시간 내에 필요한 양의 데이터를 정확히 취득하기 위해서 본 연구에서는 초고속의 응답성을 가진 피에조타입의 압력변환기와 12bits A/D 컨버터를 이용하였다. 연소 압력센서는 4번 실린더에 장착하여 실린더내 연소압력을 측정하였다.

압력센서의 제원은 Table 2와 같다. 또한 압력센서의 출력신호를 증폭하기 위하여 9,900pC/M.U. 전하 증폭기를 사용하였다.

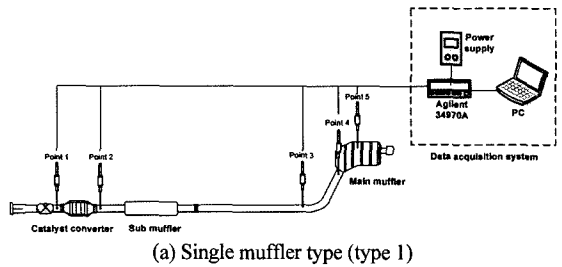
배기시스템의 배압을 측정하기 위한 압력측정센서는 Fig. 2와 같이 설치하였으며 압력에 대응하는 전하를 발생하여 배압을 측정하였다. 압력 변환기는 배기관에 가공된 어댑터를 사용하여 장착하고 배기관 내의 압력을 측정하였다.

3.2 실험방법

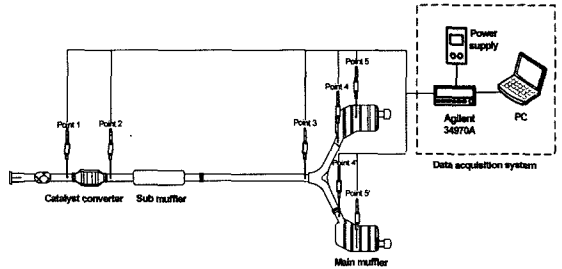
본 연구에서는 Table 3과 같은 3가지 조건의 머플러를 장착한 배기시스템에 대하여 실험을 수행하였다. 1400cc의 머플러 용적을 가진 type 1의 경우에는 자동차 배기시스템 소음 규제값을 만족하는 경우이며, 2400cc의 머플러 용적을 가진 type 2의 경우에는 소비자의 선호에 의해 Dual 머플러 제작 시 자동차

Table 3 Experimental conditions of muffler volume

Division Condition	Shape	Volume(cc)	Total Volume(cc)
Type 1		1400	1400
Type 2		Left 1400	2400
		Right 1000	
Type 3		Left 1400	2800
		Right 1400	



(a) Single muffler type (type 1)



(b) Dual muffler type (type 2, type 3)

Fig. 3 Setting position of back pressure transducer and thermocouple

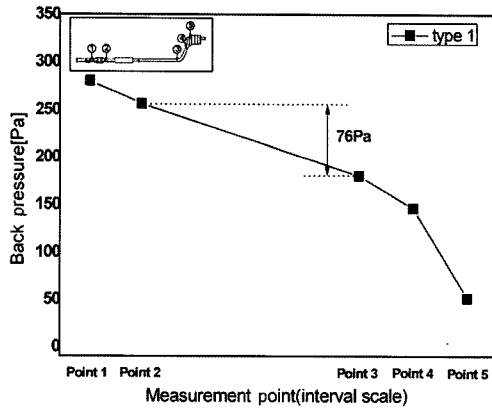
하부 레이아웃의 제한에 의해 상이한 용적의 머플러를 적용하였다. 2800cc의 머플러 용적을 가진 type 3의 경우에는 동일한 용적의 Dual 머플러를 적용하였다.

배기시스템의 온도와 배압을 측정하기 위하여 Fig. 3과 같이 촉매컨버터 입·출구, 배기파이프 분지부, 메인머플러 입구와 메인머플러 내부에 배압센서와 K-type T/C을 설치하였다.

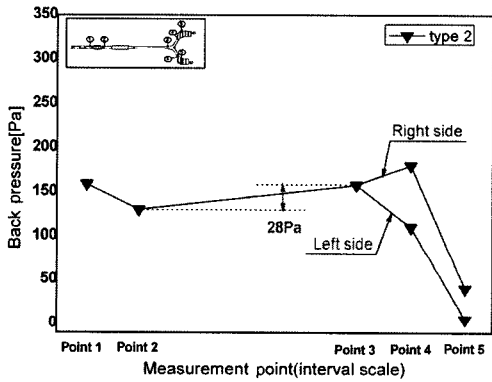
4. 실험결과 및 고찰

4.1 배압특성 및 열적특성 분석

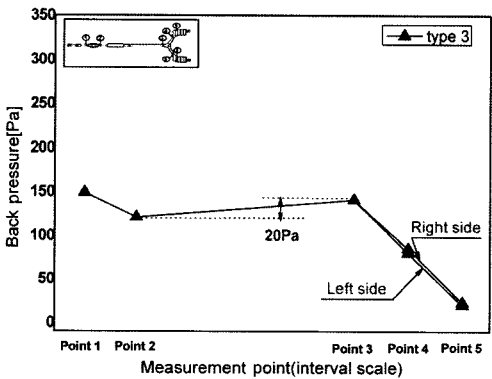
Fig. 4는 배기시스템의 용적에 따른 배기시스템 각 위치에서의 배압특성을 나타낸 것이다. Type 1의



(a) Type 1



(b) Type 2



(c) Type 3

Fig. 4 Back pressure of the experimental exhaust system

경우 배압이 다소 높게 측정되었지만 배기시스템 내 배기가스의 흐름이 원활히 배출되는 것을 알 수 있다. Type 2의 경우 분지부의 배압이 촉매컨버터 출구에서의 배압보다 약 28Pa 높게 측정되었다. 또한 용적이 작은 우측 머플러 입구 배압의 경우 분지부의 배압보다 약 22Pa 높게 측정되었다. 촉매컨버

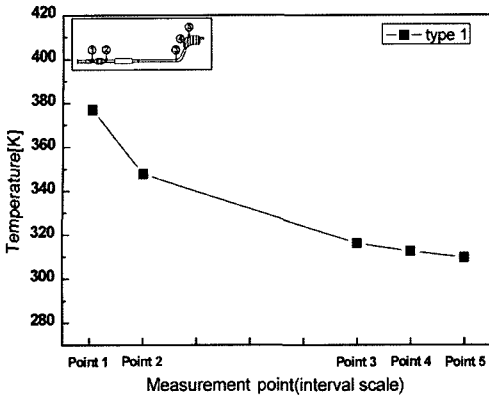
터 출구에서 분지부까지의 배압 역전 현상으로 인해 배출가스가 원활히 배출되지 못하는 것을 알 수 있다. Type 3의 경우 분지부의 배압이 촉매컨버터 출구에서의 배압보다 약 20Pa 높게 측정되는 배압 역전현상이 발생하였다. Dual 머플러의 분지부 적용으로 배출가스의 정체가 발생하게 되고, point 3지점에서의 배압상승을 초래하게 된다.

Type 2의 경우 머플러의 용적 차이로 인해 배출가스의 정체를 가중시키며 type 3의 경우보다 배출가스가 원활히 배출되지 못하고 있는 것을 알 수 있었다.

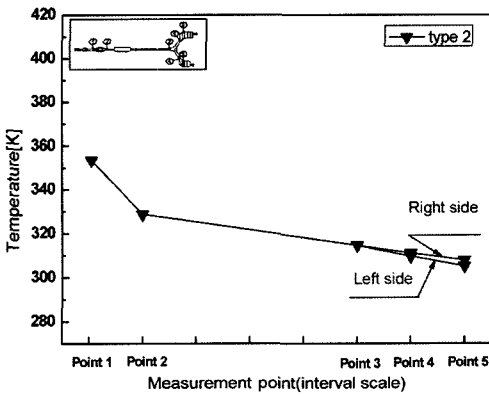
Fig. 5는 배기시스템의 용적에 따른 배기시스템 각 위치에서의 열적특성을 나타낸 것이다. Type 2와 type 3의 경우 배출가스의 온도분포는 Single 머플러를 적용한 type 1의 경우보다 약 20K 낮은 온도가 측정되었다. Dual 머플러를 적용한 경우 배출가스의 흐름이 원활히 배출되지 못하여 배기파이프의 벽면을 통해 냉각되고 있는 것을 알 수 있었다.

Fig. 6은 배기시스템의 용적에 따른 배기시스템 각 위치에서의 내·외부 벽면온도를 측정하여 열유속을 나타낸 것이다. Type 2와 type 3의 경우 point 1 위치에서 약 9.3~10.1MW/m²의 열유속이 발생하였으나 type 1의 경우 약 4.9MW/m²의 열유속이 발생하였다. Dual 머플러를 적용한 type 2와 type 3에서는 Single 머플러를 적용한 type 1보다 열유속이 약 4.5MW/m² 크게 발생하는 것을 알 수 있다. Dual 머플러를 적용한 경우 배기시스템 내 정체된 배출가스는 배기파이프 표면으로 열손실이 크게 발생하여 열유속이 크게 발생한 것으로 생각된다.

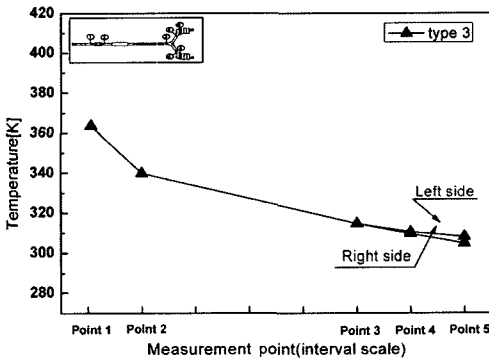
Fig. 7은 배기시스템의 용적에 따른 응축수 포집량을 나타낸 것이다. 초기시동 1시간 후 응축수의 포집량은 배기시스템의 용적에 따라 최대 140cc 차이가 발생한다. 그러나, 초기시동 3시간 후 응축수 포집량은 type 1의 경우 500cc가 포집되었지만 type 2의 경우 950cc가 포집되어 최대 450cc의 차이가 발생하였다. 배기시스템의 용적이 커진 경우 배기시스템의 배압역전현상으로 인해 연소가스의 배출이 원활하지 않다는 것을 알 수 있다. 배기파이프를 통한 열손실을 증가로 인해 배출가스의 온도가 낮게 형성되고 포화증기온도 이하가 되어 응축수 생성 조건에 쉽게 노출되는 것을 알 수 있다.



(a) Type 1



(b) Type 2



(c) Type 3

Fig. 5 Temperature of the experimental exhaust system

4.2 연소특성 분석

배기시스템의 용적에 의한 연소특성을 분석하기 위하여 압력센서가 장착되어 있는 4번 실린더의 연소압력을 측정하였다. 연소압력 1회 측정 시 10개의 사이클을 샘플링하였으며, 임의의 크랭크각에서의 평균압력값을 이용하였다.

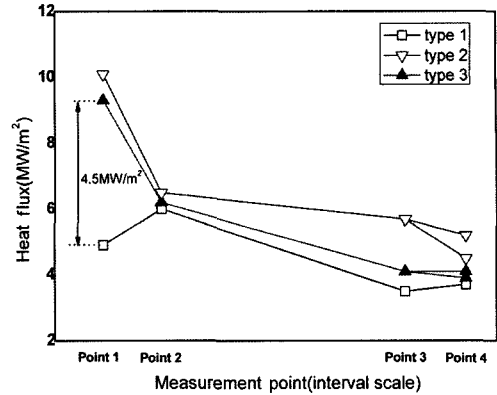


Fig. 6 Heat flux of the experimental exhaust system

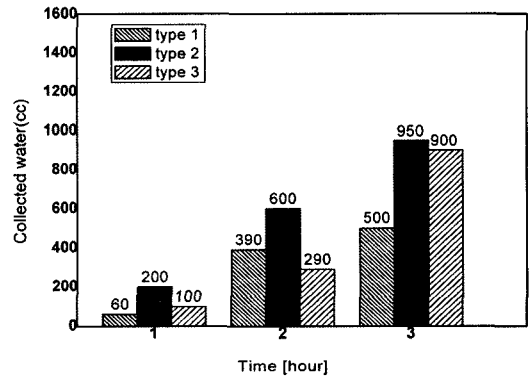


Fig. 7 Collected water of the experimental exhaust system

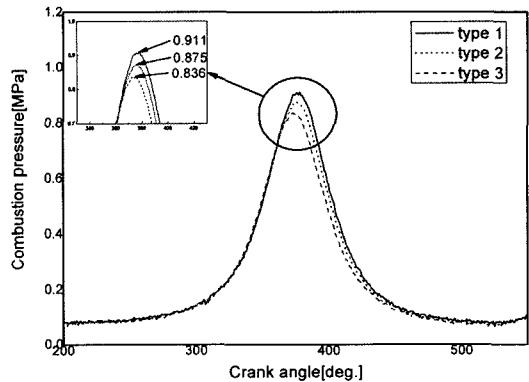


Fig. 8 Cylinder pressure-crank angle diagram in 4th Cylinder (Spark timing $11^\circ \pm 5^\circ$ BTDC / 850rpm idle)

Fig. 8은 아이들링 시 크랭크 각의 변화에 따라 실린더 내의 연소압력을 나타낸 것이다. Single 머플러를 적용한 type 1의 경우 실린더 내 연소최고압력은 0.911MPa이 측정되었으며, 동일한 Dual 머플러를 적용한 type 3의 경우 실린더 내 연소최고압력은

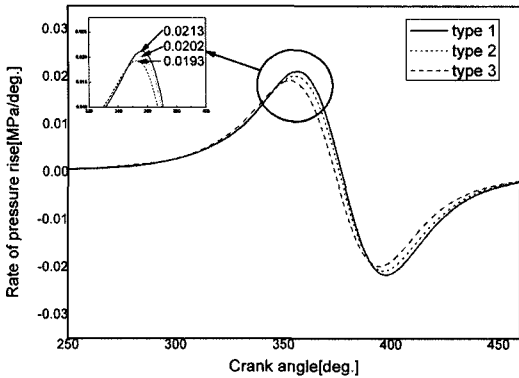


Fig. 9 Rate of pressure rise vs crank angle diagram in 4th Cylinder (Spark timing $11^{\circ} \pm 5^{\circ}$ BTDC / 850rpm idle)

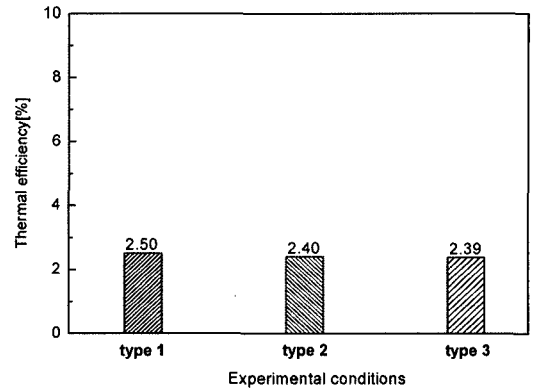


Fig. 11 Thermal efficiency diagram in 4th Cylinder (Spark timing $11^{\circ} \pm 5^{\circ}$ BTDC / 850rpm idle)

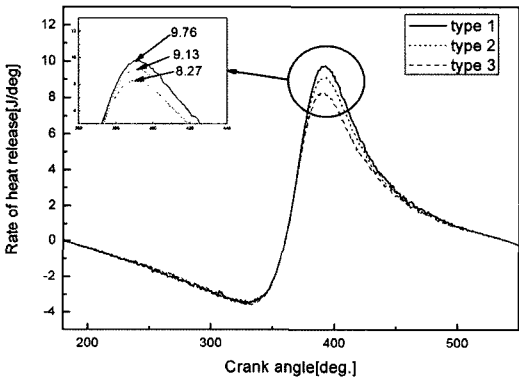


Fig. 10 Rate of heat release vs crank angle diagram in 4th Cylinder (Spark timing $11^{\circ} \pm 5^{\circ}$ BTDC / 850rpm idle)

0.836MPa이 측정되었다. 배기시스템 용적에 따라 실린더 내의 연소최고압력은 최대 약 8%의 차이가 나는 것을 알 수 있다.

Fig. 9는 아이들링 시 크랭크 각의 변화에 따라 압력 상승률을 나타낸 것이다. 배기시스템 용적에 따라 압력 상승률은 최대 약 8%의 차이가 나는 것을 알 수 있다.

Fig. 10은 아이들링 시 크랭크 각의 변화에 대한 열발생율을 나타낸 것이다. Single 머플러를 장착한 type 1의 경우 열발생율은 약 9.76J/deg가 측정되었다. Dual 머플러를 장착한 type 3의 경우 열발생율은 약 8.27J/deg가 측정되었다. 배기시스템의 용적에 따라 열발생율은 최대 약 15% 정도 높게 측정되었다.

Fig. 11은 아이들링 시 배기시스템의 용적에 따른 열효율을 나타낸 것이다. Dual 머플러가 장착된 경

우 열효율은 약 2.39%가 측정되었으며, Single 머플러가 장착된 경우 약 2.50%의 열효율이 측정되었다. 열효율은 Dual 머플러가 장착된 경우보다 Single 머플러가 장착된 경우 약 4.5% 정도 높게 측정되었다.

5. 결론

본 연구에서는 자동차 배기시스템 용적이 배기 성능에 미치는 영향을 분석하기 위하여 배기시스템의 배압 및 열적특성을 분석하고 배기시스템의 용적이 엔진 성능에 어떠한 영향을 미치는지 비교분석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 배기시스템의 용적에 따른 배압특성을 분석한 결과 Dual 머플러를 적용한 배기시스템에서 배압 역전 현상이 나타났으며, 특히 상이한 용적의 Dual 머플러를 적용한 배기시스템에서는 분지부의 배압이 촉매컨버터 출구에서의 배압보다 약 30Pa 높게 측정되었다. 이로 인해 Dual 머플러를 적용하여 배기시스템의 용적이 큰 경우에는 배출가스가 원활히 배출되지 못하고 있는 것을 알 수 있었다.
- 2) 배기시스템의 용적에 따른 열적특성을 분석한 결과 Dual 머플러를 장착한 경우 Single 머플러를 장착한 경우보다 열유속이 크게 측정되었다. 이로 인해 Dual 머플러를 적용한 경우에는 배기파이프를 통한 열손실율이 크다는 것을 알 수 있었다. 또한 Dual 머플러를 장착한 배기시스템은 응축수 생성 조건에 쉽게 노출되어 Single 머플러를 장착한 배기시스템 보다 90% 증가한 약 950cc

의 응축수가 포집되었다.

- 3) 엔진 연소 특성 분석 결과 Single 머플러를 적용한 경우 실린더 내 연소최고압력은 0.911MPa이 측정되었으며, 동일한 크기의 Dual 머플러를 적용한 경우 실린더 내 연소최고압력은 0.836MPa이 측정되었다. Single 머플러를 장착한 경우 동일한 크기의 Dual 머플러를 장착한 경우 보다 압력상승률은 약 8%, 열발생율은 약 15%정도 높게 측정되었다. Dual 머플러가 장착된 경우 열효율은 약 2.4%가 측정되었으며, Single 머플러가 장착된 경우 2.5%의 열효율이 측정되었다.
- 4) Dual 머플러를 적용한 배기시스템의 경우에는 외부 극한 조건시 배기시스템의 빙결이 우려되므로 향후 배기시스템 설계 시에는 배기시스템에서의 응축수 생성과 열적특성에 대한 분석이 필요하다고 생각된다.

후 기

본 연구 수행에 도움을 준 (주)세종공업의 지원에 감사드립니다.

References

- 1) D. Sohn, H. Kim and J. Oh, "A Study on the Multi-mode Muffler by Intelligent Control for Low Noise and Low Backpressure," Trans-

actions of KSAE, Vol.7, No.3, pp.168-177, 1999.

- 2) K. Park, S. Park, H. Suh and S. Son, "A Study on the Back Pressure Characteristics and Engine Performance of Muffler with Exhaust Variable Valve," Trans. KSPE, Vol.23, No.7, pp.108-113, 2006.
- 3) C. Y. R. Cheng and T. W. Wu, "Exhaust Muffler Design and Analysis Using a Boundary-element-method-based Computer Program," SAE 1999-01-1661, 1999.
- 4) M. G. Presad, M. J. Crocker, "Studies of Acoustical Performance of a Multi-cylinder Engine Exhaust Muffler System," Journal of Sound and Vibration, Vol.90, No.4, pp. 491-508, 1983.
- 5) K. R. Norman, J. M. Novak, A. Selamet, "Design of an Integral Perforated Manifold, Muffler, and Catalyst," SAE 2001-01-0222, 2001.
- 6) B. Liu, M. Maeno, S. Hase and S. Wakamatsu, "A Study of a Dual Mode Muffler," SAE 2003-01-1647, 2003.
- 7) T. Teasdale, J. Sloss, H. Bondaruk, Jr. J. Antal, S. Curry, S. Bossidis and J. Monson, "Joint Alternatives for Dual Inlet Mufflers," SAE 962167, 1996.