

단기통 가솔린 기관의 배기단의 압력 예측 Pressure Predictions in Exhaust Pipe of a Single Cylinder Gasoline Engine

최석천 · 이해종 · 김세현 · 고대권 · 정효민 · 정한식

S. C. Choi, H. J. Lee, S. H. Kim, D. K. Koh, H. M. Jeong and H. S. Chung

Key Words : Method of Characteristics(특성 곡선법), Pressure Prediction(압력 예측), Intake Pipe(흡기관), Exhaust Pipe(배기관), Pulsating Pressure(맥동 압력)

Abstract : In this study, a computer analysis has been developed for predicting the pipe pressure of the intake and exhaust manifold. To obtain the boundary conditions for a numerical analysis, one dimensional and non-steady gas dynamic calculation is performed by using the MOC(Method Of Characteristic). The main numerical parameters are the variation of the engine revolution to calculate the pulsating flow which the intake and exhaust valves are working. The comparison of exhaust pressure in case of numerical results is quite matched with in case of experimental results. When engine revaluation is increased, the pressure amplitude showed a high value, but the pressure frequency was decreased.

기호 설명

- bdc* : 하사점
- D* : 파이프 직경[m]
- exc* : 배기 밸브 닫힘[°, CA]
- exo* : 배기 밸브 열림[°, CA]
- F* : 파이프 단면적[m²]
- ixc* : 흡기 밸브 닫힘[°, CA]
- ixo* : 흡기 밸브 열림[°, CA]
- N* : 회전수[rpm]
- P* : 파이프 내 압력[bar]
- tdc* : 상사점
- θ : 크랭크 회전 각도[°, CA]

- out* : 경계에서 부터의 조건
- cr* : 임계 조건

1. 서 론

4행정 소형 기관인 오토바이, 제초기, 블로어 등의 사용이 증대되고 있는 가운데 기관의 고성능화, 저 제작비 그리고 단순한 제조공정으로 인한 제조기술의 향상을 요구하고있다. 구매자의 욕구에 따른 구조변경에 대한 실제 시스템에 적용하여 실험을 하기에는 시간과 비용이 많이 드는 단점을 가지고 있다. 이에 구매자의 욕구에 대응하기 위한 컴퓨터를 이용한 유체 유동의 해석(CFD)이 증대되고 있는 실정이다. 따라서, 소형 기관의 흡·배기계의 압력예측에 관한 진산 프로그램의 개발이 시급히 요구되고 있다. 최근 자동차에 관해 환경소음 규제가 증가하여 배기계에 관한 연구가 증가하고 있다. 배압 및 외부소음을 유발하는 물리적 요인의 하나인 배기 파이프 내부의 고진폭 맥동 압력파의 기동 특성을 규명하기 위하여 양단자 회로법을 이용하여 배기계의 압력파를 해석하여 최적의 설계에 관한 연구가 차경욱 등¹⁾의 연구자에 의해 진행되었다. 배기계의 형상의 변화에 따른 배기가스의 입자 분포에 관해 전산유체역학을 이용한 유동을 신창현 등의 연구자에 의하여

Subscripts

- in* : 경계로 향하는 조건

접수일 : 2003년 11월 15일
 정한식(책임저자) : 경상대학교 기계항공공학부 · 해양산업 연구소
 E-mail : hschung@gsnu.ac.kr, Tel : 055-640-3185
 최석천, 이해종, 김세현 : 경상대학교 대학원 정밀기계공학과
 고대권 : 부경대학교 기계공학과
 정효민 : 경상대학교 기계항공공학부 · 해양산업연구소

해석하였다²⁾. 이외에도 여러 연구자들에 의하여 배기계의 형상에 관한 많은 연구가 진행되었다.

흡·배기계의 압력을 해석하기 위해서 여러 가지 수치해석의 기법이 사용되고 있으나, 파이프 관로의 압력에 관한 유동해석은 주로 특성 곡선법에 의해 해석되고 있다³⁾. Riemann에 의해 비선형과에서 편미분 방정식을 상미분 방정식으로 변환하여 계산하는 특성 곡선법이 제시되었고, Benson이 내연기관의 여러 가지 다양한 경계조건을 제시하여 현재까지 많이 사용되고 있는 실정이다⁴⁾.

자동차 배기계의 연구는 많이 진행되어왔으나 소형 엔진에 대한 배기계의 압력 예측 관한 연구는 찾기가 힘들었다.

본 연구는 특성곡선법을 이용하여 4행정 기관에서 배기 밸브의 개폐시기에 대한 배기계의 압력을 해석하여 최적 설계를 위한 자료로 이용하고자 한다.

2. 실험장치 및 모델링

2.1 실험모델

본 연구에서 실험에 사용된 실험기관은 국내에서 생산되어 시판되는 모터사이클용 4행정 단기통 가솔린기관을 대상으로 하였다. 수치해석 모델의 계산을 실제 모델에 적용하기 위해서 입력된 4행정 소형기관의 제원을 Table 1에 나타내었다.

Table 1 Specifications of tested engine model

Specification of numerical model	
Engine type	4-stroke, single cylinder
Engine displacement (cc)	124.1
Bore/Stroke(mm)	56.5/49.5
Connecting rod length (mm)	100
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

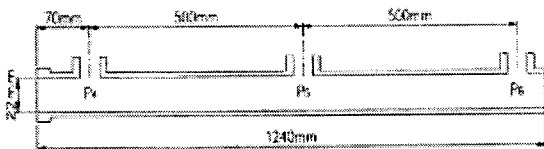


Fig. 1 Experimental and numerical points in exhaust pipe

Fig. 1은 본 실험에서 적용된 배기 파이프 측정지점과 계산지점을 나타내었다.

2.2 실험장치

Fig. 2와 Photo. 1은 수치해석의 검증을 위한 성능실험에 적용된 배기관의 실험 장치 개략도 및 사진이다. 엔진, PCI-6013 board, 압력센서, 컴퓨터 및 엔코더 등으로 구성된 측정장치의 제원을 Table 2에 나타내었다.

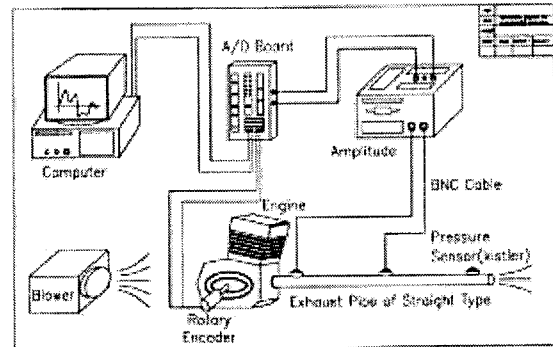


Fig. 2 Schematic diagram for experimental set up

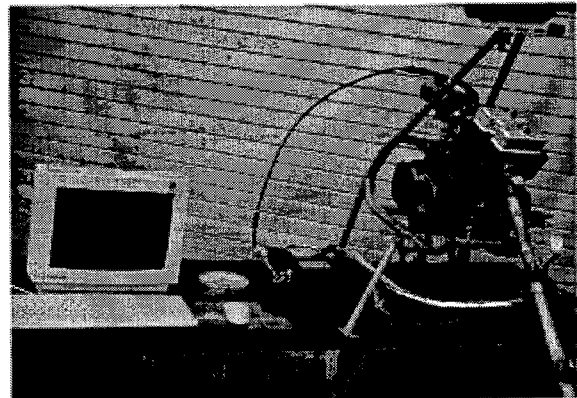


Photo. 1 Photography of experimental test engine

Table 2 Experimental instruments

Equipments name	Type	Manufacture
Pressure sensor	4045A	Kistler Ins., Corp.
Amplitude	5738	Kistler Ins., Corp.
BNC cables	4761A	Kistler Ins., Corp.
Cooling adapter	Z511	Kistler Ins., Corp.
Rotary encoder	E6C2-CWZ3E	Omron Corp.
A/D board	PCI 6013	National Instruments Corp.
Soft ware	Lab-view6.1	National Instruments Corp.

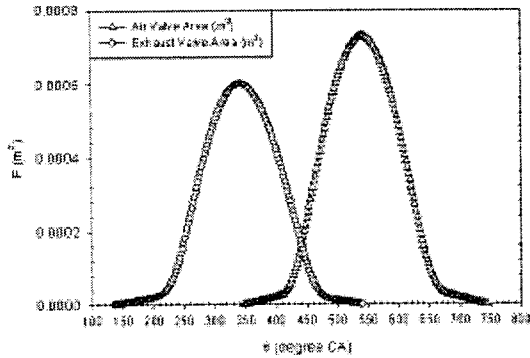


Fig. 3 Intake and exhaust valve opening area to crank angle

본 실험에 사용된 압력센서는 저압용 쿨링타입이며 board는 rotary encoder에서 회전각의 신호를 입력받아 압력을 측정하였다. Fig. 3은 본 수치해석에 적용된 흡·배기관 밸브 개도를 도식화하였다. 실제 배기 밸브가 열리는 시작점은 138°이며 흡기 밸브가 열리는 시작점은 348°이다. 흡기 밸브의 최고 개도 면적이 배기 밸브의 최고 개도 면적보다 18% 넓은 형상이다.

2.3 실험방법

실험 시작 전에 엔진을 10분 정도 회전시켜 예열을 하였고 실험실 내의 대기압과 온도를 측정하여 수치해석 입력데이터로 사용하였다. 실험은 1,000 rpm 에서 3,000rpm 까지 1,000rpm 씩 변화시키면서, 무부하 조건에서 10회씩 데이터를 수집하였다.

3. 수치해석

3.1 계산조건 및 수치해석 모델

3.1.1 지배방정식

파이프 내의 유동을 비정상 상태, 열전달, 벽면과의 유체의 마찰은 작용하지 않는 가정으로 1차원적 해석을 고려한 지배 방정식인 연속, 운동량, λ , β 특성곡선은 다음과 같다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial P}{\partial x} = 0 \quad (2)$$

$$\frac{dx}{dt} = u + a \quad (3)$$

$$\frac{du}{dt} = \mp \frac{k-1}{2} \quad (4)$$

3.1.2 계산조건

실제소음기의 길이를 측정하여 가장 적합한 길이를 선택하였으며 흡·배기관과 연결된 실린더에서 밸브의 개폐를 실제의 밸브 개폐시기와 실린더 행정에 의한 제적의 변화를 고려한 경계조건은 다음과 같다.

① 폐쇄단의 경계(close end)

$$\lambda_{in} = \lambda_{out} \quad (5)$$

② 개방단의 경계(open end)

$$\lambda_{out} = 2 - \lambda_{in} \quad (6)$$

③ 아음속 흐름(subsonic flow)

$$U^2 = \left(\frac{2}{k-1} \right)^2 (\lambda_{in} - A) \quad (7)$$

④ 음속 흐름(sonic flow)

$$\frac{U}{A} = \varphi \left(\frac{A_t}{A} \right)^{\frac{(k+1)/k-1}{2}} \quad (8)$$

수치 해석에서는 격자를 등간격으로 분할을 하였고 격자수를 100으로 하여 계산하였다.

3.2.3 수치해석 모델

흡·배기계의 계산조건을 수치해석에 적용하기 위해 흡기관은 실험 조건과 동일한 620mm와 배기관은 1240mm로 하였다. 대기온도와 대기압은 실험조건을 적용하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 회전수가 1,000rpm 일 경우

4.1.2 실험결과

Fig. 4는 $N = 1,000$ rpm 일때의 실험결과를 나타내었다. 실린더와 근접한 지점의 압력이 P_4 이며, 각 압력 측정점은 Fig. 1과 같이 배기 파이프에서 중간지점을 P_5 그리고 대기와 연결된 지점이 P_6 이다. 측정시간은 배기 밸브가 열리는 시점인 138°부터 흡기 밸브가 닫히는 시점인 560°이다. P_4 의 압력은 배기 밸브가 닫히는 시점인 360°에서 압력의 파동이 대기압의 형태로 선형적인 변화를 보인다.

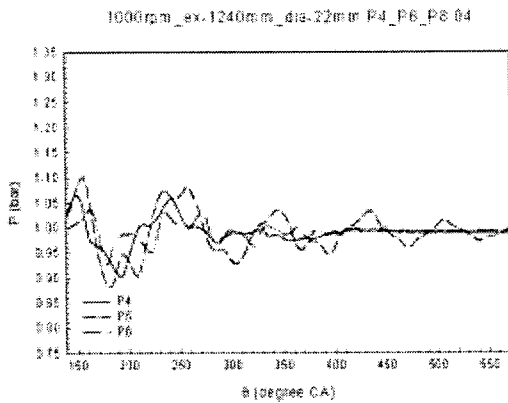


Fig. 4 Experimental result in case of $N = 1,000$ rpm at P_4 , P_5 and P_6

그러나, P_5 의 경우 360° 이후 압력이 파이프 벽면에 의한 반사압력과 파이프 내의 충격파에 의한 압축파와 팽창파에 의하여 압력이 증폭되었음을 보여주고 있다. P_6 의 경우에도 360° 에서 압력의 파동이 대기압의 형태로 선형적인 변화를 보인다. 이는 파이프 끝 대기압으로 압력이 직접 배출됨을 나타내며 압력의 진폭이 P_4 보다는 적은 파로 전달되므로 360° 이후에 소실됨을 보여준다.

4.1.2 수치해석결과

Fig. 5는 $N = 1,000$ rpm 일 때의 수치해석 결과를 나타내었다. P_4 의 압력은 배기 밸브가 닫히는 시점인 360° 에서 압력의 파동이 Fig. 4의 P_4 의 지점과는 다르게 압력이 파동이 일어남을 보인다. 대기압의 형태로 선형적인 변화를 보인다. 이는 수치해석에서 파이프 내의 열전달이나 마찰이 고려되어있지 않는 조건에 의한 차이로 사료된다.

P_5 의 경우 전체적인 압력변화가 Fig. 4의 P_5 압력변화의 압력 결과와 유사함을 보여주고 있다. 이는 360° 이후 수치해석의 조건에서 파이프 내의 충격파에 의한 압축파와 팽창파에 의하여 압력이 고려되었음을 보여주고 있다. P_6 의 경우에도 360° 에서 압력의 파동이 Fig. 4의 P_4 의 지점과는 유사하게 소멸됨을 나타내고 있다. 이는 파이프 내의 배기 파이프의 대기압과 접한 경계점의 조건이 고려되었음을 나타낸다.

4.1.3 수치해석 및 실험결과 비교

Fig. 6은 P_5 의 실험결과와 계산결과를 비교하였다. 위상이나 진폭의 파형의 형태인 전체적인 압력변화가 정성적으로 유사함을 보여주고 있다. 이는 수치해석의 조건이 실험의 조건을 잘 반영함을 알 수 있다.

ca: 1000_rpm_22_da_1240_length_1.23_kappa0.9532_amb_Dia:Rabo_P4P5

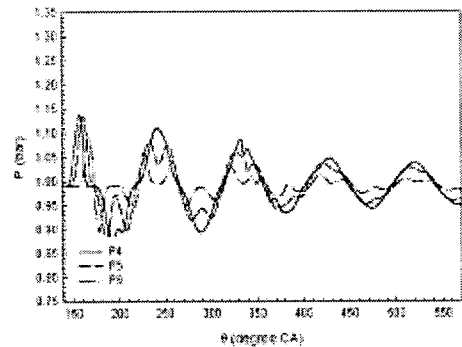


Fig. 5 Numerical result in case of $N = 1,000$ rpm at P_4 , P_5 and P_6

1000rpm_ex-1240mm_dia-22mm P6 03 DZ=0.1 Mtotal=100 DZ=0.1 Pc=2.39*0.8 Tc=792.399*0.4 k_ave= 320°

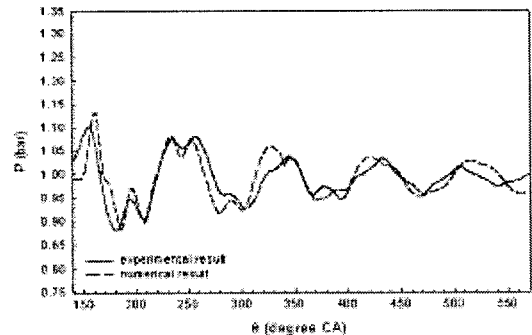


Fig. 6 The comparison of experimental result and numerical result at P_5

4.2 회전수가 2,000rpm 일 경우

4.2.1 실험 결과

Fig. 7은 $N = 2,000$ rpm 일 때의 실험결과를 나타내었다. 그래프의 전체적인 성향이 Fig. 3의 압력과 비교하여 보면 회전수의 증가에 따라 압력의 파형이나 진폭, 주기나 위상이 증가함을 알 수 있다.

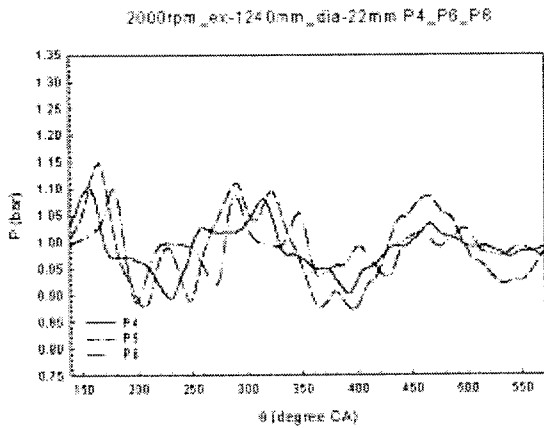


Fig. 7 Experimental result in case of $N = 2,000$ rpm at P_4 , P_5 and P_6

4.2.2 수치해석 결과

Fig. 8은 $N = 2,000$ rpm 일 때의 수치해석결과를 나타내었다. Fig. 4의 그래프와 비교하여 압력파의 전달속도가 증가하여 위상이 빨라짐을 보여주었고 진폭도 크게 나타났다.

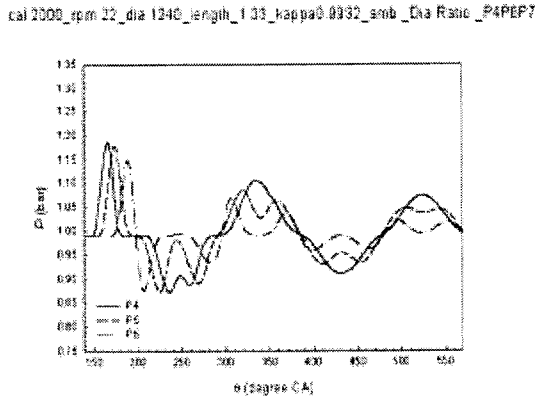


Fig. 8 Numerical result in case of $N = 2,000$ rpm at P_4 , P_5 and P_6

4.2.3 수치해석 및 실험결과 비교

Fig. 9는 P_5 의 실험결과와 계산결과를 비교하였다. Fig. 9는 Fig. 6과 비교하여 압력파의 전달속도가 증가하여 위상이 빨라짐을 보여주었고 진폭도 크게 나타났다. 회전수의 증가에 따른 보면 위상이나 진폭의 파형의 형태인 전체적인 압력변화가 정성적으로 유사함을 보여주고 있다. 이는 수치계산의 조건이 실험의 조건을 잘 반영함을 알 수 있다.

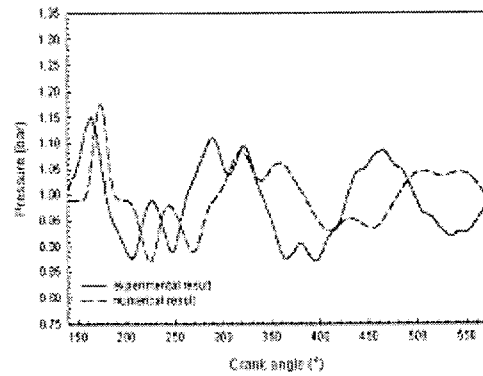


Fig. 9 The comparison of experimental result and numerical result at P_5

4.3 회전수가 6,000rpm 일 경우

4.3.1 수치해석 결과

Fig. 10은 $N = 6,000$ rpm 일 때의 수치해석결과를 나타내었다. Fig. 8의 결과와 비교하여 회전수가 증가함에 따라 압력파의 전달속도가 증가하여 위상이 빨라짐을 보여주었고 진폭도 크게 나타났다.

cal 5000_rpm 22_dis 1246_length 1.33_kappa0.0932_amb_Dia Ratio_P4P5

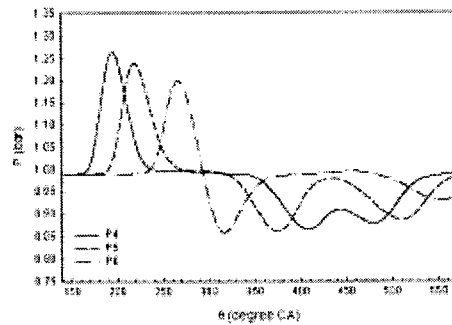


Fig. 10 Numerical result in case of $N = 6,000$ rpm at P_4 , P_5 and P_6

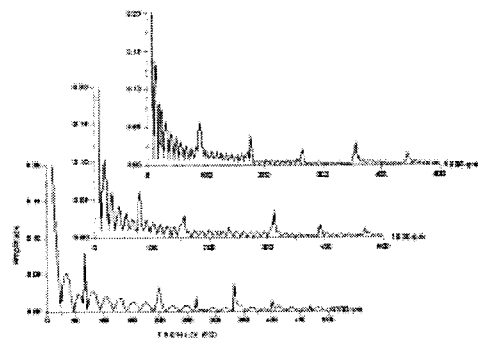


Fig. 11 FFT analysis results in case of $N = 6,000$ rpm, to $N = 8,000$ rpm

Fig. 11은 $N = 6,000\text{rpm}$, $N = 7,000\text{rpm}$ and $N = 8,000\text{rpm}$ 일 때의 Fast Fourier Transform (FFT)로 분석한 결과이며 Fig. 12 는 $N = 6,000\text{rpm}$ 부터 $N = 8,000\text{rpm}$ 까지 P_5 지점의 Fourier Fast Transform (FFT)로 분석한 결과를 나타내었다.

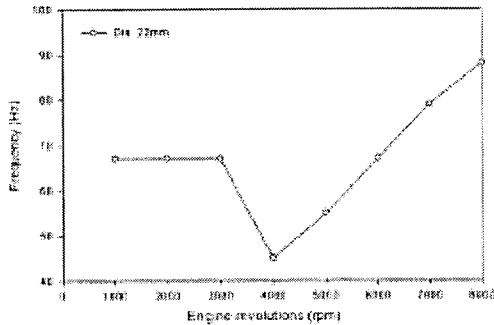


Fig. 12 FFT analysis results in case of $N = 6,000\text{rpm}$ to $N = 8,000\text{rpm}$ at P_5

5. 결 론

1. 배기 압력이 파이프에 따라 전달되는 압력의 변화를 계산 결과가 실험 결과와 유사하였다.
2. $N = 1,000\text{rpm}$ 과 $N = 2,000\text{rpm}$ 인 경우 압력의 파형이 실험 결과와 계산 결과가 전체적인 변화가 정성적으로 유사함을 나타내었다.
3. $N = 6,000\text{rpm}$ 과 $N = 2,000\text{rpm}$ 의 계산 결과와 비교하면 배기 파이프의 위치에 따라서 큰 위상차가 발생하였고 진폭도 크게 나타났다.
4. 엔진이나 배기관을 고유 진동수가 67Hz로 예측할 수 있었다.
5. 본 계산과 실험을 통해 배기 압력을 예측하는 계산 프로그램의 타당성을 확인할 수 있었다.

후 기

본 논문은 경상대학교 BK21 지역대학육성 사업단의 지원과 대림자동차의 협조에 의하여 연구되었습니다. 이에 관계자 여러분께 감사 드립니다.

참고 문헌

1. K. O. Cha, J. S. Lee and H. S. Kim, 1996, "A

Study on the Characteristics of Pressure Wave Propagation in Automotive Exhaust System", KSAE J., Vol. 4, No. 4, pp. 18~26.

2. C. H. Shin, H. Y. Kim, and S. S. Park, 1999, "The Study on the Flow and Distribution of Particles in Exhaust Gas with the Change of Exhaust System Geometry", KSAE J., Vol. 7, No. 1, pp. 251~258.

3. M. D. Bassett, D. E. Winterbone and R. J. Pearson, 2000, "Modelling Engines with Pulse Converted Exhaust Manifolds Using One Dimensional Techniques", SAE Trans., No. 109, pp. 400~415.

4. R. S. Benson, 1982, "Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal-Combustion Engine", pp. 246~325.

5. E. D. Winterbone and Pearson, J. R., 2000, "Theory of Engine Manifold Design, Professional Engineering", Publishing Limited, pp. 18~46.

6. Oh. J., and Cha. K., 2000, "Noise Reduction of the Muffler by Optimal Design", KSME Int. J., Vol. 14, No. 9, pp. 947~955.