

양단자 회로망 분석을 이용한 기관배기계의 압력과 전달특성에 관한 연구

이준서* · 유병구* · 차경옥**

A Study of the Transfer Characteristic of Pressure Waves using Two - port Network Analysis in Exhaust System of Engine

J.S.Lee* · B.K.Yoo* · K.O.Cha**

Key words : Pulsating Pressure Wave(맥동 압력파), Coherence Function(기여도 함수)
Frequency Response Function(주파수 응답함수) Two - port Network
Analysis(양단자 회로망 분석)

Abstract

Based on experimental analysis, the characteristic of pulsating pressure wave propagation is clarified by testing of 4 - stroke gasoline engine. The pulsating pressure wave in exhaust system is generated by pulsating gas flow due to working of exhaust valve. The pulsating pressure wave is closely concerned to the loss of engine power according to back pressure and exhaust noise. It is difficult to exactly calculate pulsating pressure wave propagation in exhaust system because of nonlinear effect. Therefore, in the first step for solving these problems, this paper contains experimental model and analysis method which are applied two - port network analysis. Also, it shows coherence function, frequency response function, back pressure, and gradient of temperature in exhaust system.

1. 서 론

기관에서 배기계의 역할은 엔진의 연소실 내에서 연소된 배기가스를 취합하여 외부로 배출하는

것이다. 승용차 엔진에서의 배기계의 역할은 이러한 기본적인 것 이외에도 배기소음의 감소, 배기 가스의 정화, 엔진 온도조절 등의 여러가지를 담당하고 있다. 이와같이 승용차 배기계의 기능을

* 명지대학교 기계공학과 대학원 (원고접수일 : 97년 4월)

** 명지대학교 기계공학과

효율적으로 수행하기 위하여 배기다기관, 촉매변환기, 소음기(Muffler)등이 차량에 장착되어지고, 또한 효과적인 배기계의 성능향상을 위한 각 구성품들의 최적설계가 요구된다. 현재 자동차의 대기오염과 소음규제의 강화, 엔진효율의 향상에 따라서 배기계 각각의 구성품에 대한 연구가 활발하게 이루어지고 있다. 하지만 배기계 설계의 이론과 실제는 엔진의 종류 및 특성에 따라 많은 차이를 보이고 엔진 및 차량의 레이아웃(lay-out)이 설정된 시점부터 배기시스템의 설계가 가능하기 때문에 프로토타입(prototype)에서 차량완성시까지 반복되는 시행착오를 거듭해 왔다.

배기계의 설계에서 가장 큰 난점은 적합한 배압 설정을 통한 엔진효율의 극대화와 배기압력을 감소시켜 외부소음을 줄이는 서로 상반되는 기능을 하나의 시스템으로 동시에 만족시켜야 한다는 데에 있다. 자동차의 배기계는 운전조건(엔진의 회전속도, 부하토크)의 다양한 변화와 배기계 내부온도 및 압력변화, 배기계의 다양한 기하학적 형상으로 인하여 정확한 해석이 어렵다.

본 연구는 배압 및 외부소음을 유발하는 물리적 요인의 하나인 배기 파이프 내부의 고진폭 맥동압력과¹⁾의 거동특성을 규명하기 위하여 양단자 회로망분석법(two-port network analysis)^{2,3)}을 응용하였다. 또한 배기계의 위치에 따른 압력맥동에 대한 스펙트럼을 구하여 맥동 압력과의 조화성분들을 분석함으로써 공진주파수의 예측을 하고자 하는데 목적을 두고있다.

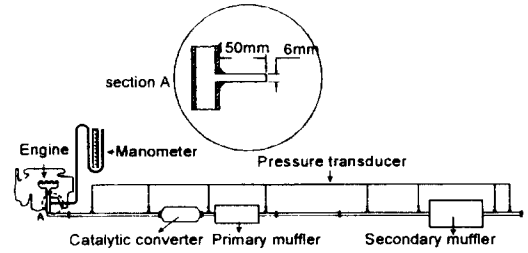


Fig. 1(A) Schematic diagram of experiment Apparatus

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig.1(A)은 실험장치의 개략도이다. 실험에 사용했던 엔진은 현재 국내에서 상용되고 있는 가솔린엔진(4기통,1498 cc)이며, 배기계로 인한 배압(back pressure)을 측정하기 위하여 U자형 수은 마노미터를 장착하였다. 정확한 엔진회전수를 조정하기 위하여 피치가 1.25(mm)인 보울트와 너트를 이용하여 스톱밸브의 개폐 각도를 조절하였다. 이때 회전수의 오차 범위는 분당 10rpm 이었으며, 각각의 회전수는 디지털 타코미터로 측정하였다. 각각의 측정부에 열전대와 압력변환기를 설치하고 실험부는 다양한 실험조건을 위하여 일곱 부분으로 나누어 제작하였다.

Fig.1(B)는 본실험에 사용된 배기계의 개략도이

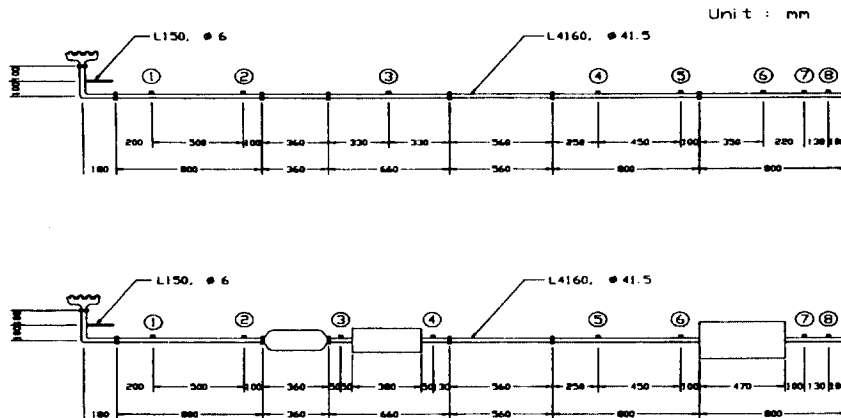


Fig. 1(B) Exhaust system for experiment

다. 실험용 배기계로부터 ①~⑧은 열전대와 압력 변환기를 설치한 위치이며, 전체길이는 상용배기계가 차량의 레이아웃으로 밴딩되기 전의 상태인 직관 4160(mm)이다. 배기계 상류측에서부터 촉매 변환기, 1차머플러, 2차머플러를 장착하였다. 마노미터 연결부는 배기다기관 플랜지 연결부에서부터 100(mm)되는 부분에 길이 150(mm), 직경 6(mm)인 구리관으로 제작하였으며, 각각의 배기관은 플랜지로 연결하였다. 압력 변환기는 배기가스의 온도를 고려하여 수냉식 타입과 배기관 내부의 온도구배를 측정하는데 열전대를 사용하였으며 그 용량은 최고온도 1400℃이다.

2.2 실험방법 및 신호처리

Table 1에 배압과 온도구배 측정에 대한 실험조건을 나타내었다. 여기에서 C.C는 촉매변환기, 1M은 1차머플러, 2M은 2차머플러를 각각 나타낸다. 배압은 수은마노미터의 지시계와 정확한 관측을 위하여 보조눈금지시계를 사용하여 측정되었다. 직관배기계의 ①~⑧에 장착된 열전대를 통하여 얻어진 데이터는 컴퓨터에 입력되어 처리하였다. 배기관 내부의 맥동압력 전달특성을 확인하기 위하여 직관배기계의 위치 ①~⑧에 다이내믹 압력 변환기를 장착하였다. 실험조건은 실험용엔진

의 아이들링 회전수인 830rpm에서 수행하였으며, 각각의 압력 변환기를 통하여 입력된 신호는 증폭기를 통해서 다채널(multi channel) 데이터 기록기에 저장되도록 하였다. 위치 ①, ⑧의 신호는 배기관의 주파수 응답 함수를 구하기 위하여 동시에 측정을 하였으며, 각각의 저장된 맥동압력과 신호는 신호분석기(Dynamic Signal Analyzer)에 입력시켜 해석하였다.

Fig. 2는 신호 흐름도를 나타낸 것이다. 압력 변환기에서 입력된 신호는 증폭기에서 증폭되어 지는데 이때 증폭기는 압력 변환기의 감도와 노이즈의 영향을 고려하여 가진 전압(excitation volt.)을 10볼트, 게인(gain)은 2×10^4 로 조정하였다. 증폭되어진 맥동압력 신호는 8채널로 동시에 데이터 기록기에 저장하였으며 각각의 신호는 샘플링 주파수 400Hz로 분석되어 각 신호의 오토파워스펙트럼(auto-power spectrum), ①, ⑧신호의 기여도함수(coherence function)와 주파수 응답함수(frequency response function)로 변환시켰다. 또한 배기관 내부의 압력 파동 특성을 위치별로 확인하기 위하여 각 신호에 대해서 50ms로 다시 샘플링하여 시간에 대한 배기관 내부의 압력 변동 파형을 구하였다.

Table. 1 Experimental Conditions

Experimental Condition for Back Pressure		Experimental Condition for Temp. Gradient	
rpm	830rpm	rpm	830rpm
	1000rpm		2000rpm
	1500rpm		3000rpm
	2000rpm		4000rpm
	2500rpm		4000rpm
	3000rpm		4000rpm
	3500rpm		4000rpm
	4500rpm		4000rpm
Component	C.C.	Component	C.C+1M+2M
	C.C+1M		
	C.C+1M+2M		

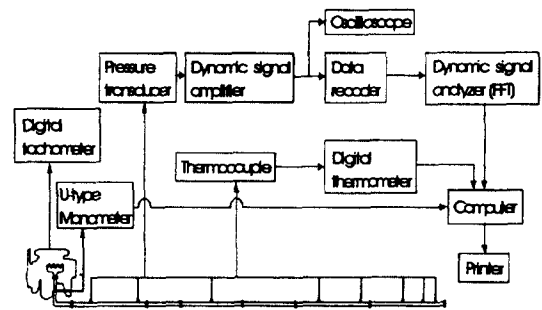
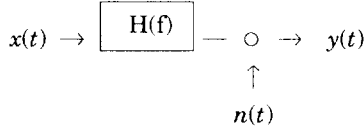


Fig. 2 Block diagram of data processing

3. 양단자 회로망 분석에 대한 이론

전기 회로망 분석법의 하나인 양단자 회로망 분석법을 이용하여 다음과 같은 단일 입출력계에서 주파수 응답함수를 구함으로 시스템의 특성을 확

인할 수 있다. 단일 입출력계 내에서 각각의 퓨리어 (Fourier)변환함수를 S_{yf} , S_{xf} , S_{nf} 라고 표시하고 전달함수를 $H(f)$ 라고 하면 다음과 같은 관계가 성립한다.



$$S_y(f) = S_x(f)H(f) + S_n(f) \quad (1)$$

시간 영역으로부터 주파수 영역으로의 전환이 나 그 역은 Fourier변환에 기초를 두고 있다.

$$S_x(f) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)e^{-j\omega t} dt \quad (2)$$

여기에서 $x(t)$ 는 신호 x 의 시간영역에서의 함수, $S_x(f)$ 는 신호 x 의 주파수 영역에서의 함수이다. Fourier변환은 신호가 주기적이든 비주기적이든 모두 유용하다. 실제계에서 다루는 신호는 이 조건을 모두 만족한다고 가정한다. 크로스파워스펙트럼은 두 신호의 퓨리어변환을 별도로 취해서 그 값을 곱한 것이다. 즉

$$G_{xy}(f) = S_x(f)S_y^*(f) \quad (3)$$

여기에서 첨자 *는 함수의 공액복소수(complex conjugate)이다. 주파수응답함수는 동적 시스템을 주파수 영역에서 해석할 수 있도록 만든 시스템의 입력과 출력 사이의 동특성을 나타내는 식으로 다음과 같다.

$$G_{yy} = S_y S_y^* = G_{xx} |H|^2 + S_x H S_n + S_x^* H^* S_n^* + |S_n|^2 \quad (4)$$

$$\frac{\overline{G_{yy}}}{\overline{G_{xx}}} = |H|^2 + \frac{|S_n|^2}{\overline{G_{xx}}} \quad (4')$$

$$G_{yx} = S_y S_x^* = (S_y H + S_n) S_n^* = \overline{G_{xx}} + S_n S_x^* \quad (5)$$

$$\frac{\overline{G_{yx}}}{\overline{G_{xx}}} = H(f) + S_n S_x^* \quad (5')$$

여기에서 $H(f) = |H(f)|e^{j\theta(f)}$ 이다.

기여도 함수는 입력에 의하여 야기된 출력신호 상의 파워를 측정한다. 주파수 영역에서 두 신호 사이의 상관도를 나타내는 함수이며 간섭성이 1

이면 그 시스템은 선형시스템(linear system)을 의미한다.¹⁾

$$\gamma^2(f) = \frac{|G_{xy}(f)|^2}{G_{xx}(f)G_{yy}(f)} = \frac{|S_{xy}(f)|^2}{S_{xx}(f)S_{yy}(f)} \quad (6)$$

$$0 < \gamma^2(f) \leq 1 \quad (6')$$

여기서, $\gamma^2(f)$ 는 기여도 함수를 나타낸다.

4. 실험결과 및 고찰

4.1 배압분석

Fig.3는 엔진회전수 변화에 따른 배기계 구성요소로 인한 배압 발생에 대한 그래프이다. 일반적으로 배기계로 인한 최고허용배압은 최고속도에서 약 0.3bar($\times 10^5$ Pa)를 기준으로 하고 있다. 배압은 관의 직경, 관의 형상, 소음기의 내부 구조 및 위치에 따라 많은 차이를 나타내며, 배압이 높은 경우 마력손실, 과대 연료소모, 엔진 마모 및 수명 단축을 가져온다. 본 실험에서는 배기계의 배압변화를 측정하므로써 세 조건 모두 1500rpm까지는 큰 변화를 나타내지 않고 있으나 1500 rpm에서 2000rpm 사이에서는 급격한 기울기를 나타내고 있다. 이것은 두 회전수 사이에서 배기밸브 개폐 시기에 따른 배기가스의 유량 변화로 인한 유속변화가 그 원인으로 생각된다. 촉매 변환기만 장착된 경우는 전 회전수 영역에 걸쳐 배압이 증가하지만 촉매 변환기와 1차머플러가 장착된 경우는 3000rpm까지 거의 선형적으로 배압이 증가하다가 3500rpm에서는 감소한다. 그 이후에는 회전수

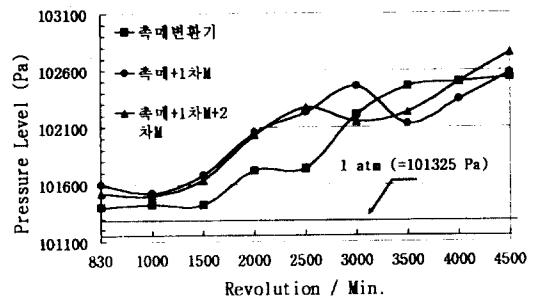


Fig. 3 Back Pressures induced by Exhaust System

증가에 따라 다시 증가하고 있다. 촉매변환기와 1차 및 2차머플러가 장착되었을 때는 회전수 2500rpm에서 3500rpm사이에서 완만한 기울기를 나타내고 있는 것을 알 수 있다. 이것은 실제 배기계가 운행 회전수에서 배압을 고려하여 설계되어진 것으로 생각된다.

4.2 온도구배 분석

Fig.4는 엔진 회전수 변화에 따른 배기관 내부의 배기가스의 온도구배 그래프이다.

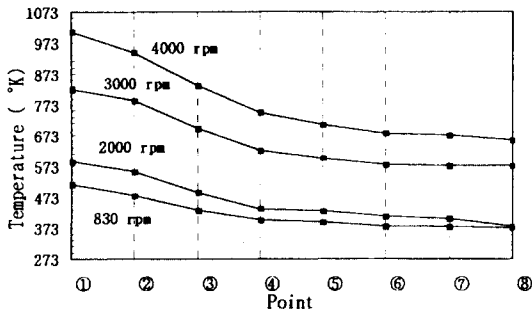


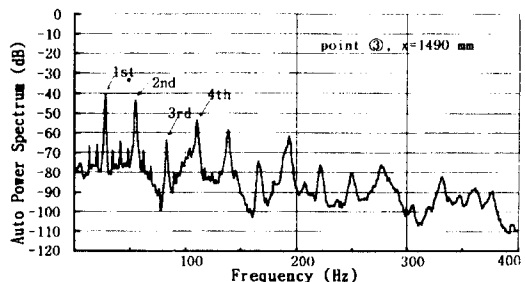
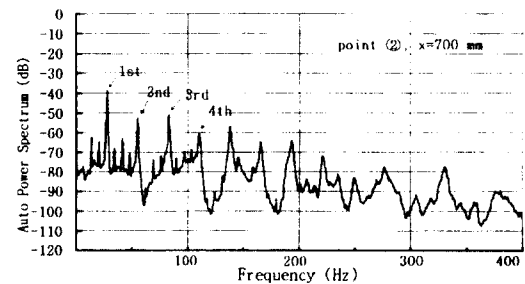
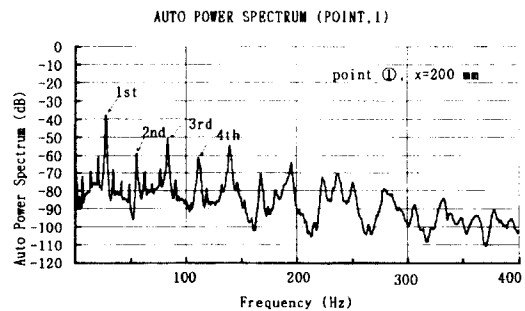
Fig. 4 Gradient of Temperature in Exhaust Pipe

엔진회전수 변화에 따라 온도가 크게 변화되고 있음을 알 수 있다. 엔진으로부터 상류측(Point.①)의 온도는 4000rpm일때 약 1013°K까지 상승한다. 온도변화는 2000rpm에서 3000rpm사이에서 배기파이프의 중간부분인 위치④(x=2630 mm)까지는 약 473°K (±20°K)를 나타내고 엔진회전수가 증가될수록 배기파이프의 길이에 따른 온도구배가 커짐을 알 수 있다. 각 회전수에서 위치①(x=200 mm)과 위치⑧(x=3880 mm)에서의 온도차는 아이들링 회전수에서 415°K, 2000rpm에서 484°K, 3000rpm에서 522°K, 4000rpm에서 624°K이다. 엔진으로부터 상류측①에서 중간 부분인 위치④(x=2630 mm)까지 온도구배가 급격하게 나타나지만 그 이후부터 위치⑧까지는 완만하게 나타나고 있다.

4.3 맥동압력의 스펙트럼 분석

Fig.5는 Fig.1(B)의 각측정위치에서 계측된 배기관을 통하여 진행된 맥동압력파의 오토파워스

펙트럼을 도시한 것이며 위치①~⑧의 맥동압력파의 파동 특성을 나타낸 것이다. 엔진회전수가 실험용 엔진에서 아이들링 회전수가 830rpm이므로 기본점화주파수는 $f = \text{rpm} \times N / 60 \times 2$ (N : 기통수)에 의하여 약 27.66Hz가 된다. 이것은 맥동파의 첫번째 주파수 성분을 나타내고 있음을 알 수 있다. 기본 점화 주파수의 n차배(n=1~4)에 해당하는 부분에서는 고조파(harmonic)가 나타나고 있다.



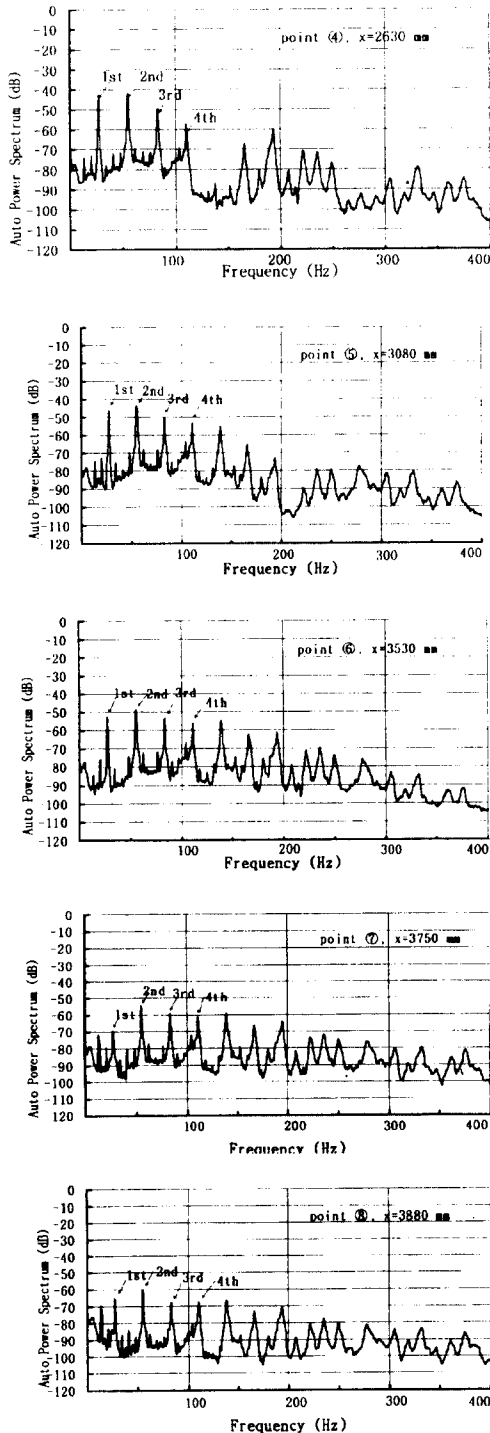


Fig.5 Auto - power spectrum in exhaust pipe (revolution : 830 rpm)

엔진 상류측인 위치①에서 ④까지는 주파수의 1차 성분의 감쇄가 나타나지 않으나 위치⑤에서 ⑧까지는 급격하게 감소되어짐을 알수있다. 배기 파이프를 통하여 맥동압력파가 전파되어지는 동안 1차 성분의 감쇄와는 상대적으로 2차주파수 성분이 증가됨을 보여주고 있다. 위치④에서 최고로 증폭된 2차성분은 대기 중으로 방출되기 전인 위치⑧까지 그다지 감소되지 않고 있다. 스펙트럼 분석으로부터 각 주파수 성분의 압력 감쇄 경향을 알아보기 위하여 실험용 배기계의 거리에 따른 각 주파수 성분의 경향을 보다 쉽게 확인하기 위하여 Fig.6에 기본주파수와 고조파(harmonics)성분의

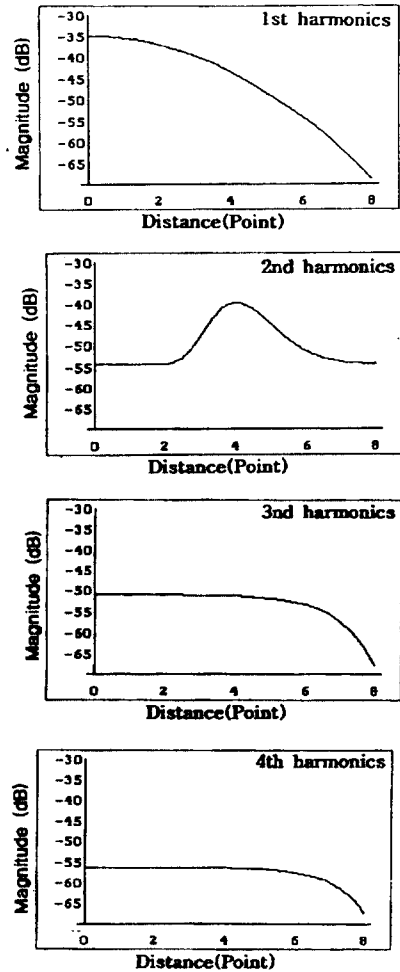


Fig. 6 Attenuation trend of pulsating wave

감쇄에 대한 근사함수를 구해주므로서 측정 위치에 대한 스펙트럼의 크기를 나타내었다.

1차주파수 성분은 측정위치 ③에서부터 급격한 감쇄 기울기를 나타내고 있다. 2차주파수 성분은 측정 위치 ③과 ④사이에서 약 15dB 증가를 하고 급격하게 감쇄되어지는데 이 현상은 참고문헌(6)에서 보고된 것과 같이 실제적인 배기시스템의 공진현상이 약 50Hz 근방에서 발생함으로 4실린더 4사이클의 실제엔진이 1500rpm 근방의 회전수에서 작동될 때의 기본 점화 주파수에 해당한다. 즉 본 실험에서는 2차 주파수 성분인 55.2Hz에 해당함으로 시스템의 공진에 의한 현상으로 예측되어진다.¹⁵⁾

Fig.7(A)는 실험용 배기계의 주파수응답함수의 타당성을 입증하기 위한 기여도 함수를 나타낸 그래프이다. 그림에서 알 수 있듯이 기본점화 주파수와 그의 고조파 부분의 주파수에서 두 신호의

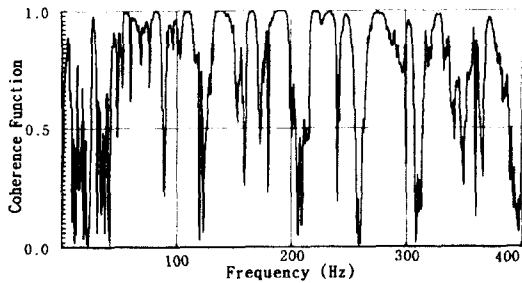


Fig. 7(A) Coherence Function (①~⑧)

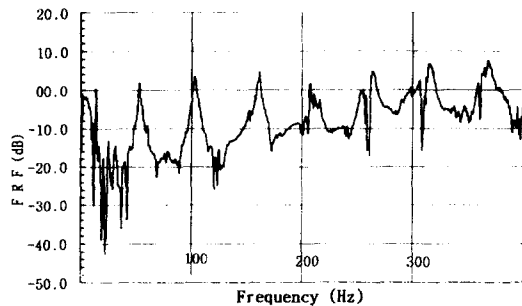


Fig. 7(B) Frequency Response Function (①~⑧)

높은 주파수역 상관도를 보이고 있으며, 27.6Hz에서 0.976이고, 55.2Hz에서 0.995, 82.8Hz에서 0.992, 110.4Hz에서 0.989의 값을 나타내고 있다. Fig.7(B)는 위치①에서 계측된 신호를 입력 신호로 하고 위치⑧에서 계측된 신호를 출력신호로 구한 주파수응답 함수이다. 이때 위치 ⑧의 신호에는 배기계의 미관에서 반사되어진 반사파의 영향이 포함되어 있지만 이것은 실제 배기계의 설계가 이루어진 후에 기관 장착 하에서의 배기계 주파수응답 함수를 구한다는 의미이다.⁶⁾ 배기계의 맥동압력과 감쇄특성을 보면 1차 성분인 27.6Hz는 약 23.5dB, 2차성분인 55.2 Hz는 4.3dB, 3차 성분인 82.8Hz는 18.7dB, 4차 성분인 110.4Hz는 10.8dB 감소되어지고 있다. Fig.8는 배기계 각측정위치에서 계측된 압력 파형을 배기가스의 진행 방향에 따라 각각의 위치에 대하여 확인하기 위하여 50ms 시간 간격으로 데이터를 다시 샘플링한 그래프이다. 엔진 상류측인 위치①에서는 2.5×10^5 Pa의 큰 진폭과 주기를 나타내고 있다. 압력파가 전파됨에 따라 진폭은 작아지고 주기는 짧아지는 펄스상으로 변화되어짐을 알수있다. 위치①~③까지는 그다지 왜곡(distortion)되지 않은 파형을 나타내며, 위치④ 이후에는 심하게 왜곡되어짐을 표시하고 있다. 이것은 배기관내의 거리에 따른 관내마찰등으로 인하여 압력파가 천이(transition)현상이 발생되는 것을 입증하고 있다.⁷⁾

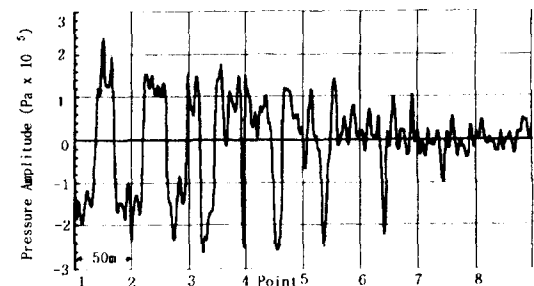


Fig. 8 Waveform of pressure fluctuation

5. 결 론

본 실험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 회전수 1500rpm까지는 배압의 증가가 뚜렷하지 않으나 그 이상의 회전수에서는 배압이 급격히 증가한다. 배기계 구성요소가 모두 장착된 경우에는 운행회전수(2500rpm~3500rpm)에서 배압이 증가하지 않음을 알수있다.

(2) 배기관내의 온도구배는 기관에서부터 위치 ③까지 크게 나타났으며, 회전수의 증가에따라 온도가 급격히 상승함을 알수있다.

(3) 실제 상용엔진의 배기계에대한 압력과 전달특성을 해석할 수 있었다. 기관을 포함한 배기계의 외부정보(exterior information)를 이용하지 않더라도 배기계의 내부정보(interior information)인 기관 배기파이프내의 맥동압력파를 스펙트럼분석하여 각 조화성분을 분석함으로써 엔진의 공진주파수 예측이 가능함을 확인하였다.

참고문헌

- (1) S.Takagi, T.Nakamura and Y. Irie, "Analysis of Large Amplitude Wave Propagation", Proc. of 10th ISNA, Kobe, Japan pp.59 - 62, 1984
- (2) J.S. Bendat, A.G.Piersol, "Random Data Analysis and Measurement Procedures", John Wiley & Sons, INC. 1980
- (3) J.S. Bendat, A.G.Piersol, "Engineering Application of Correlation and Spectral Analysis" John Wiley & Sons, INC. 1980
- (4) J.S. Bendat, et al, " Spectral Analysis of Nonlinear Systems Involving Square - Law Operation", J. Sound & Vib. 81(2), pp199 - 230, 1982
- (5) E.Suyama, T.Ishida, Y.Nakamura, " The Optimum Setting Position of the Silencer", J.SAE No.900348, 1990
- (6) 차경옥, 이준서, " 기관 배기계의 맥동파 전달특성에 관한 실험적 연구(1) ③ 대한기계학회 추계학술대회논문집(Ⅱ), pp.785 - 790, 1995
- (7) M.Okada, T.Abe, and M.Inaba, "Study of the Generation for Abnormal Exhaust Noise", J.SAE No.871924