

<논문> SAE NO. 943748

가솔린 기관 흡·배기계의 가스 유동 특성에 관한 연구

A Study on the Gas Exchange Characteristics of Intake and Exhaust Systems in the Gasoline Engine

서 영 호,* 이 창 식**
Y. H. Seo, C. S. Lee

ABSTRACT

This study is investigated into the dynamic effect of the manifold configuration during the gas exchange processes using both simulation and experiment. In theoretical study on the flow analysis, the characteristic method is applied to solve the compressible unsteady flow equation, involving the several steady flow boundary conditions. In order to execute the engine experiment efficiently, a data acquisition system is configured by using A/D converter and PC. Good results which coincided experimental data with simulation output were obtained, and it shows that this simulation method can be applied to obtain the optimal design parameters in the intake and exhaust systems.

주요기술용어 : Gas Exchange Process(가스 교환 과정), Characteristic Method(특성 곡선법), Volumetric Efficiency(체적 효율), Signal Processing System(신호 처리 장치)

1. 서 론

내연 기관의 성능을 극대화시키기 위한 연구로는 실린더 내의 연소 현상의 개선과 흡·배기계의 가스 교환 과정의 최적화 등으로 크게 나눌 수 있다. 특히 흡·배기계의 가스 교환 과정에 관한 연구는 흡·배기관 내 유체의 동적 효과를 이용하여 체적효율을 최대로 하는 흡배기관의 형상, 밸브 개폐시기 등을 설정할 수 있는 특징을 가지고 있다. 흡·배기관 및 실린더 내의 가스 교환 과정 유동에 관한 연구로는 Benson 등이 제시한 1차원 압축성 비정상 유동 방정식의 해를

구하기 위한 특성 곡선법을 비롯하여 여러 연구자에 의하여 흡·배기 특성에 관한 연구가 진행되어 왔다.^{(1)~(4)} 그러나 흡·배기계는 기관 연소실의 구조, 연소 조건, 흡·배기관의 형상 등에 따라서 그 성능 인자의 영향도 다양하므로 흡·배기계의 설계 변수, 연소 특성 인자가 출력 및 배기 특성에 미치는 영향 등에 관한 더욱 체계적인 연구가 요망되고 있다.

본 논문에서는 4행정 4실린더 가솔린 기관의 가스 교환 과정에 관한 시뮬레이션⁽⁵⁾을 수행 보완하고, 이들 자료로부터 기관의 출력 성능과 관계있는 인자들의 최적 설계를 위한 성능 특성

* 한양대학교 대학원

** 정희원, 한양대학교 기계공학과

점을 구함과 아울러 흡·배기계의 압력 변동 및 가스 교환 과정의 실험 자료 분석 및 신호 처리 시스템을 구성 제작하여 실험 결과와 예측치를 비교 검토하였다.

신호 처리 시스템은 A/D 변환기를 사용하여 기관의 연소실 압력, 크랭크각 변위 등의 기관 연소 성능 및 흡배기 시스템 성능 측정 장치를 구성 제작하여 기존의 연소 해석 장치의 기능을 보강함과 아울러 기관 흡·배기계 성능 향상에 관여하는 여러가지 인자들의 데이터를 얻고, 이들 자료를 이룬 해석 결과와 비교 검토하도록 하였다.

2. 가스 교환 과정의 수치 해석

2.1 흡·배기관 내의 유동 계산

실린더를 포함한 흡·배기계에서 일어나는 유동 현상에 대한 수치해석은, 관 내의 가스 유동을 1차원 비정상 압축성 유동으로 가정하고 특성 곡선법으로 해석하였으며, 이를 실험과 동일한 제원의 기관에 적용하여 흡·배기관 내의 압력 변동과 유속, 실린더 내의 온도, 압력의 변화, 그리고 흡·배기 밸브를 통과하는 질량 유량 등을 구하였다.

흡·배기관 내를 통과하는 작동 유체는 이상 기체로 가정하고, 단면적 변화, 벽면과의 마찰 및 엔트로피 변화 등을 고려하여 다음과 같은 기본 방정식을 적용한다.

· 연속 방정식

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

· 운동량 방정식

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

· 에너지 방정식

$$\frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} + a^2 \left(\frac{\partial p}{\partial x} + u \frac{\partial p}{\partial x} \right) - (k-1) \rho (q + uG) = 0 \quad (3)$$

· 엔트로피 변화식

$$\frac{ds}{dt} = \frac{q + uG}{T} \quad (4)$$

여기서 $G = f \frac{u^2}{2} \frac{u}{|u|} \frac{4}{D}$ 이고, 마찰계수 $f = t_w / (\rho u^2 / 2)$ 로 계산한다.

이상의 세 방정식 (1), (2), (3)은 준선형 쌍곡선형 편미분 방정식의 계를 이루게 되며, 여기에 특성 곡선을 따르는 Riemann 변수를 도입하여 유속 및 음속에 대한 특성해를 구한다. 특히 흡·배기 밸브 및 다가관의 분기점 등의 경계 조건에 대하여는 non-homentropic 유동에 대한 엔트로피 변화를 고려한 정상류의 관계식을 적용하며, 이에 대한 수치 해법은 문헌⁽⁵⁾의 방법에 따른다.

2.2 가스 교환 과정의 상태 계산

주어진 기관의 회전속도에 대하여 밸브를 통하여 실린더 내로 흡입되는 유량에 대한 체적 효율은 다음 식으로 계산된다.

$$\eta_v = \frac{m_a}{\rho_a V_d} \quad (5)$$

여기서 m_a 는 유량, V_d 는 행정 체적이고, ρ_a 는 대기 상태에서 흡입되는 공기의 밀도를 적용한다.

가스 교환 과정에서 실린더 내의 상태를 계산하기 위하여, 개방계에 대한 열역학 제1법칙을 적용하고 Runge-Kutta법에 의하여 구하였으며, 이를 압력 변화 dp/dt 에 관하여 정리하면 다음과 같다.

$$\frac{dp_c}{dt} = \frac{k_c - 1}{V_c} \left\{ -\frac{a_c^2}{k_c - 1} \left(\frac{dm}{dt} \right)_i - \frac{a_c^2}{k_c - 1} \left(\frac{dm}{dt} \right)_e - \frac{k_c}{k_c - 1} p_c \frac{dV_c}{dt} + \frac{dQ}{dt} \right\} \quad (6)$$

여기서 첨자 c, i, e 는 각각 실린더, 흡기 및 배기 조건을 나타내며, a_n 는 정제 상태의 음속을 의미한다.

한편, 식 (6)의 실린더 내의 압력 변화를 계산하는 과정에서, 연소 생성물의 물분율을 고려한 비열비를 계산하여 적용함으로써 해석 결과의 정확도를 높이도록 하였다.

2.3 시뮬레이션 방법

가스 교환 과정의 동적 효과를 알아보기 위하여, 흡·배기 과정에서의 실린더 및 흡·배기관의 압력, 유량, 온도, 체적 효율 등을 연속 방정식, 운동량, 에너지, 엔트로피 식으로부터 특성 곡선법을 적용하여 시뮬레이션하였다. 또한 동력 사이클 과정에 대한 열역학적 관계식으로부터 실린더 내의 압력, 온도, 일, 열손실 등을 흡·배기관 내 유동 계산에 포함시켜 전사이클에 대한 해석이 가능하도록 하였다.

계산 순서는 기관 및 흡·배기계의 제원과 운전 조건 및 그밖의 초기 조건들을 입력하고, 배기 밸브가 열릴 때부터 계산을 시작하여 안정성 조건을 만족하는 흡·배기관의 특성치, 실린더 내의 상태 등을 계산하고, 이 때의 체적 효율의 상대 오차가 0.1% 이내로 수렴할 때의 해를 출력하도록 하였다.

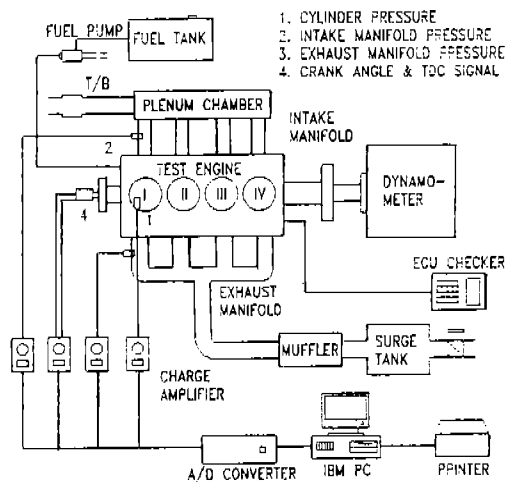


Fig.1 Schematic diagram of experimental apparatus

3. 실험 장치 및 방법

3.1 실험 장치

본 연구에서 사용한 기관은 수냉식 4행정 4실린더 다점 분사 가솔린 기관이고, 실험 장치는 기관 연료 소비량 측정 장치, 압력 및 회전 속도 측정 장치, 동력 성능 측정 장치 등으로 Fig.1과 같이 구성하였다.

또한 기관 및 측정 장치의 제원은 각각 Table 1, 2와 같다.

Table 1 Specifications of test engine

Piston displacement	1468cc	
Bore×Stroke	75.5×82mm	
Con. rod length	125mm	
Compression ratio	9.4 : 1	
Valve timing	IVO	16.5° BTDC
	IVC	51.5° ABDC
	EVO	51.5° BBDC
	EVC	18.5° ATDC
Firing order	1-3-4-2	

Table 2 Experimental apparatus

Dynamometer	Type	Eddy current absorption
	Power	Max. 150kW
Pressure transducer (Intake)	Type	Piezo-electric
	Range	0-5bar
	Model	Kistler 4045A5
	Amp.	Kistler 4601A
Pressure transducer (Exhaust)	Type	Strain gage
	Range	0-5kg/cm ²
	Model	Shinkoh LP/5
Pressure transducer (Cylinder)	Amp.	Kyowa CDA-230A
	Type	Piezo-electric
	Range	0-250bar
	Model	Kistler 6051A
Crank Angle Detector	Amp.	Kistler 5011
	Model	Ono Sokki CP-620
Signal	Model	Ono Sokki CP-620
	Signal	1P/R, 720P/R
Detector	Model	Ono Sokki CA-500A
	Amp.	Ono Sokki CA-500A

흡배기관의 압력 센서는 1번 실린더와 만나는 매니폴드 가지에서 분기점까지의 중간 지점에 설치하였으며, 실린더 압력 센서는 점화플러그 일체형을 사용하였다. 이와 동시에 크랭크축과 커플링으로 지지되고 있는 신호 검출기로부터 1번 실린더 TDC와 크랭크각을 측정하였다. 증폭기를 거친 압력 및 크랭크각 변위 신호는 A/D 변환기를 거쳐서, PC로 입력하여 통계 처리하도록 하였다.

3.2 신호 처리 장치

본 연구의 실험을 효율적으로 하고, 측정하고자 하는 실험 자료를 편리하게 처리하기 위하여 기존의 연소 해석 장치의 기능을 확장한 신호 처리 장치를 구성하였다. 이 장치는 전용 A/D 변환기와 PC 인터페이스 보드 및 IBM-PC로 구성되며 사용자의 필요와 편의에 따라 선택의 폭을 최대한 다양화시킬 수 있도록 데이터 처리 소프트웨어를 작성하였다.

Table 3 Specification of A/D converter

Model	Keithley DAS-58 & SSH-58
Sampling Rate	137Hz to 1MHz
On-board Memory	1 MB
Input Channels	8
Resolution	12bits

입력 데이터로는 기관의 제원 및 각 신호에 대한 보정 계수 등이며, 키보드의 입력과 더불어 샘플링이 시작된다. A/D 메모리(RAM)의 용량을 효율적으로 활용하기 위하여 크랭크각 1°에 대하여 4~8 샘플이 얻어지도록 기관의 회전 속도에 따라 적절한 샘플링 속도가 지정되도록 하였으며, 측정 신호도 필요에 따라 4~8 채널을 선택할 수 있도록 하였다.

크랭크 신호 검출기의 TDC신호를 트리거로 하여 원하는 사이클 수만큼 신호를 저장하고, 동력 과정 및 흡배기 과정을 기준한 두가지 형태의 압력 신호의 평균값을 도시하며 선택에 따라

PC에 크랭크각 0.5° 또는 1°단위로 저장하도록 하였다. 특히 동력 과정의 실린더 압력 신호에 대하여 실린더 체적 계산과 아울러 압력 변동율, 열 발생율, 연소 질량 등을 함께 계산하며, 최고 압력, 도시 평균 유효 압력과 연소 개시 및 종료 각도도 출력되도록 하였다. 한편 연속적인 사이클 변동을 관찰하기 위하여 계속적으로 입력되는 압력 신호를 선택 요구에 따라 샘플링 횟수와 함께 주기적으로 저장할 수 있도록 하였다.

3.3 실험 조건 및 방법

동력계와 스로틀 액추에이터를 사용하여 스로틀 밸브 전개 상태에서 기관의 회전 속도를 900 rpm에서 4400rpm 까지 약 400rpm 간격으로 변화시켰고, 기관의 냉각수 온도는 81 ± 1 °C 범 위 이내가 되도록 유지하였다. 또한 실린더로 흡입 되는 공기 유량을 에어 클리너 직전에 설치된 오리피스와 액주계를 통하여 측정하였으며, 중량식 연료 소비량계로부터 각 실험 조건에 대한 연료 소비율을 기록하였다.

4. 결과 및 고찰

Fig.2는 기관의 회전 속도를 1200rpm부터 4000 rpm까지 변화시켜 가며 얻은 흡기관 내의 동압에 대한 계산치와 실험치를 비교한 것이다. 여기서 점선은 실험치, 실선은 계산치를 나타낸 것이다. 흡기관의 경우 회전 속도가 증가함에 따라 미세한 압력 진동은 점차로 감소하며 전반적으로 한 사이클에 4회의 맥동을 가지는 현상을 보이고 있다. 또한 계산치보다 실험치가 동일 위상의 진동에서 진폭의 변화가 심한 것은 실험용 기관에 센서가 직접적으로 장착되어 있기 때문에 엔진자체의 진동에 의한 압력 변화가 센서의 출력에 영향을 미친 것으로 생각된다. 흡기관의 동압에 대한 위의 두 가지 결과는 잘 일치하는 것으로 보이나, 국부적으로 차이를 보이고 있는 것은 복잡한 현상을 가진 흡기관 내의 유동을 본 연구에서는 1차원으로 가정하였기 때문이라고 생각된다.

Fig.3은 배기관의 압력을 비교한 것으로, 관 내의 높은 온도 및 밀도 변화의 영향 때문에

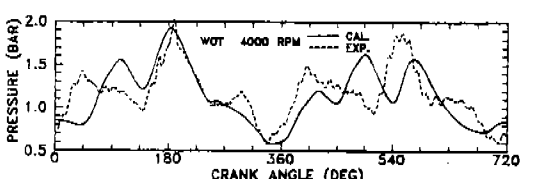
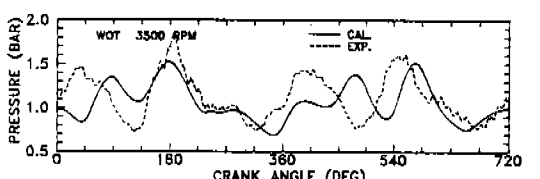
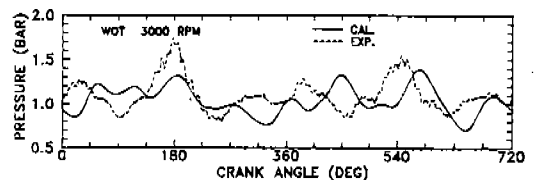
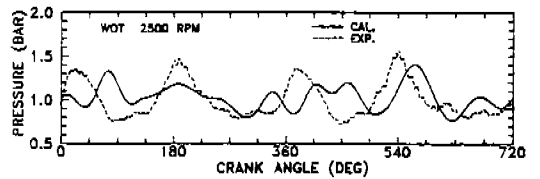
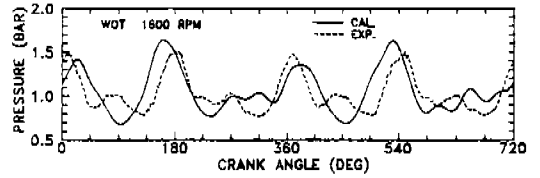
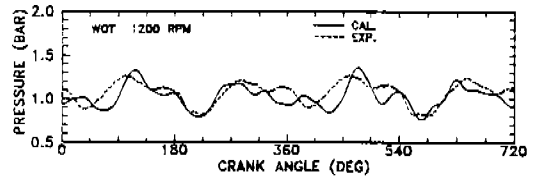
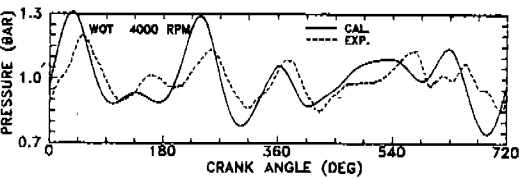
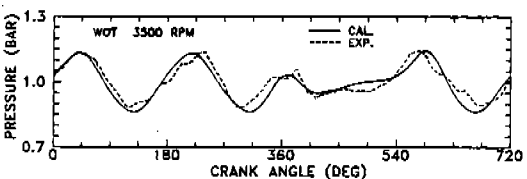
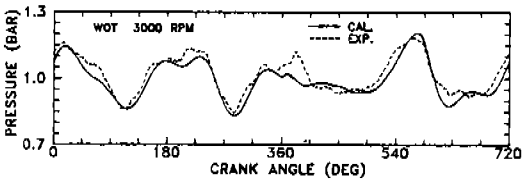
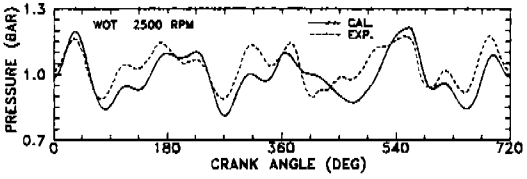
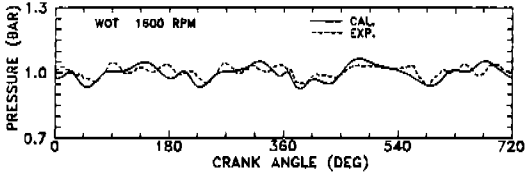
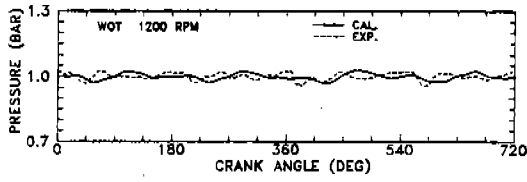


Fig.2 Comparison intake pressure between the calculation and experimental results

Fig.3 Comparison of exhaust pressure between the calculation and experimental results

흡기관의 경우보다는 정량적으로 그다지 잘 맞지 않으나, 회전 속도가 증가함에 따라 한 사이클 내의 진동이 크게 2회의 진동으로 변해가고 있으며, 이는 문헌⁽⁴⁾의 결과와도 경향이 일치함을 보이고 있다.

흡·배기관의 유동과 실린더 내로 유입·유출

되는 유량과의 관계를 규명하기 위하여, 흡배기 밸브를 통과하는 질량 유량을 도시한 선도가 Fig. 4이다.

먼저 흡입 유량을 살펴보면, 흡기 밸브가 열리기 시작할 때와 닫히기 직전에 역류 현상이 나타나고 있는데 이것은 하사점 이후의 피스톤의

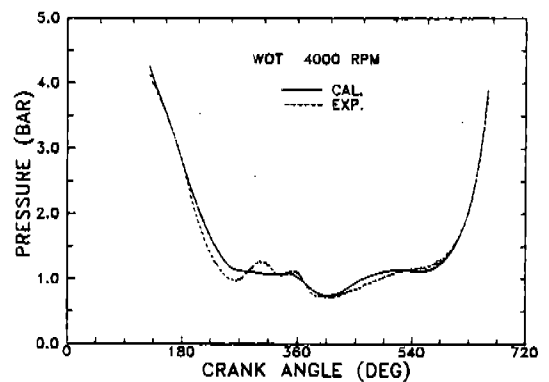
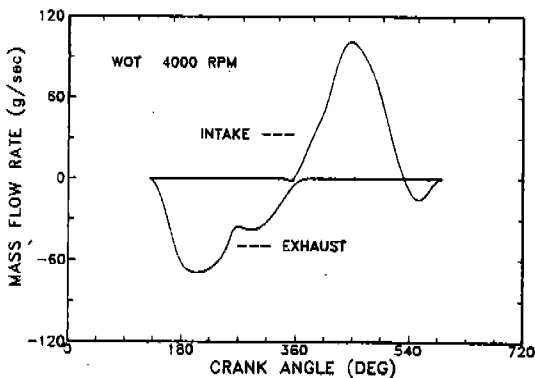
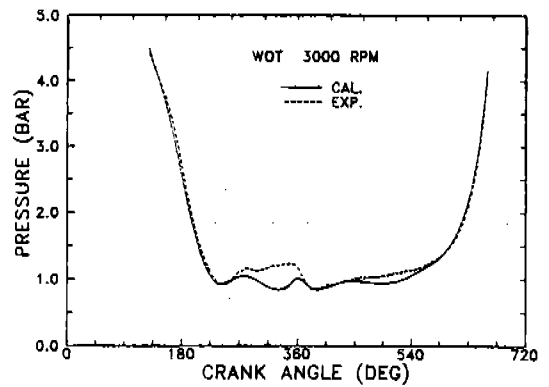
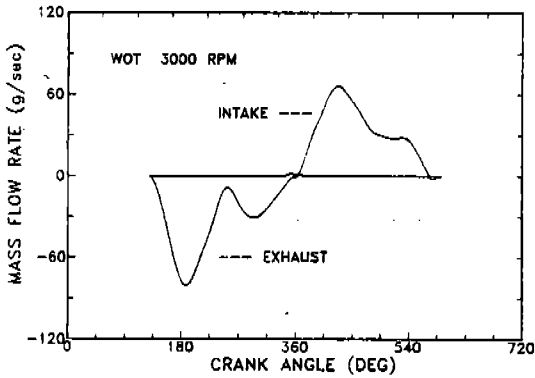
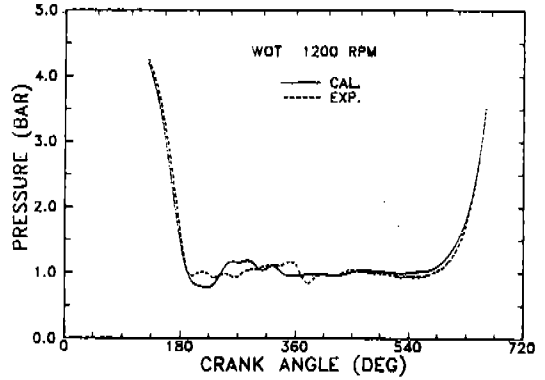
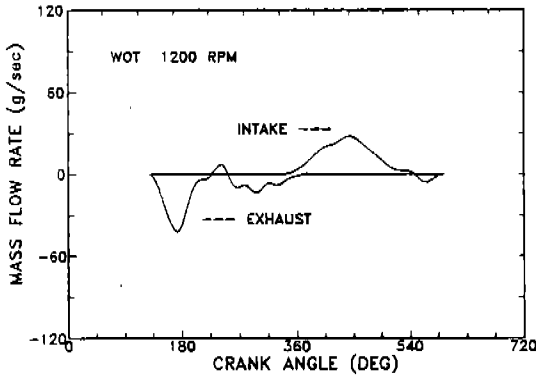


Fig.4 Mass flow rate of intake and exhaust gas through valve vs. crank angle

Fig.5 Variation of cylinder pressure during the gas exchange process

상향 운동에 의한 실린더 압력의 상승이 흡기관 내의 압력보다 높기 때문이며, 이 때의 역류되는 양이 체적 효율에 직접적으로 영향을 미친다. 배기량은 배기 행정 초기에 급격히 증가하는데 이것은 배기 밸브가 열리기 시작하는 무렵의 실린더 압력이 상당히 높기 때문이며, 배기 가스의 약 3/4 이상이 이 시기에 모두 배출되는 것으로 나타나고 있다. 그리고 기관의 회전 속도가 증가함에 따라 배기량이 증가하는 것은 관 내의 관성력이 커지기 때문이라고 판단된다. 한편 낮은 회전 속도에 대하여 배기과정 후반부에서 역류 현상이 나타나는 것은 배기 관성력의 저하와 함께 실린더 및 배기관 내의 압력차의 반전에 기인한 것으로 보인다.

Fig.5는 흡·배기 과정에서의 실린더 내의 압력 변화를 나타낸 것으로서 배기 과정에서 압력의 진동이 심하게 나타났다. 배기 후반부의 일부를 제외하고는 전반적으로 잘 일치하는 경향을 나타내었으며, 특히 밸브 오버랩 부근의 압력 강하는 실험치가 비교적 큰 폭으로 나타나고 있는데 이는 시뮬레이션에서 흡·배기관 및 실린더 내의 기준 압력을 모두 같은 값으로 설정함으로서 나타나는 현상으로 추정된다.

가스 교환 과정에 대한 수치 해석을 통하여 기관의 출력 성능 향상을 위한 여러 인자들의 설계치를 구하는 방법의 하나로써 흡기관의 길이 및 관 지름의 변화에 따른 체적 효율의 계산치를 2800rpm 및 3500rpm에 대하여 Fig.6에 나타내었다. 2800rpm의 경우 관 길이 및 지름이 각각 0.5m, 0.023m인 경우에 최대의 효율을 보이며, 3500 rpm에 대하여는 각각 0.38m, 0.025m인 경우로 나타나고 있다. 따라서 주어진 기관의 최대의 효율을 갖고자 하는 회전 속도에 대하여 그에 상응하는 최적의 흡기관의 형상을 계산 결과로부터 얻을 수 있음을 알 수 있다.

기관의 성능 실험을 위하여 구성된 신호 처리 장치로부터 얻은 PC의 화상을 Fig.7에 나타내었다. 이는 기존의 연소 해석 장치와 마찬가지로 기관의 동력 과정에서 기본적으로 얻을 수 있는 자료인 압력 선도, 압력 변동률, 열 발생률, 연소 질량 분율 및 지압 선도 등을 나타내고 있으며,

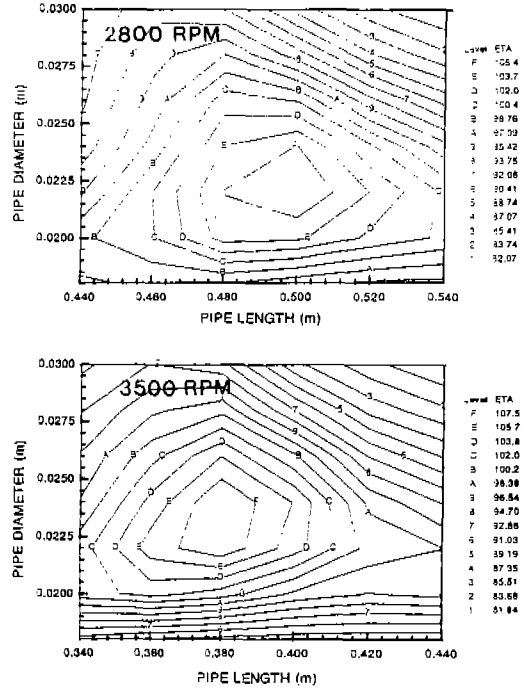


Fig.6 Distribution of volumetric efficiency with regard to the variation of intake pipe length and diameter.

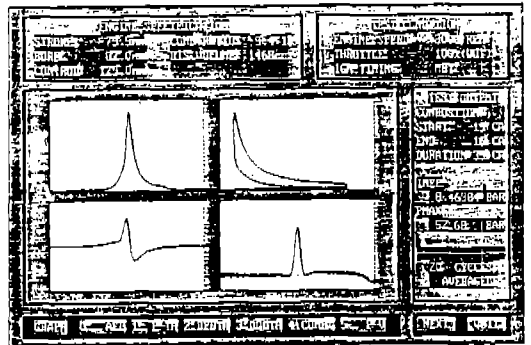


Fig.7 Monitor Display of the data acquisition system.

그외에도 A/D 변환기의 여분의 입력 채널을 이용하여 흡·배기관의 압력을 측정하고 이를 선택에 따라 흡·배기 과정과 동력 과정에 따라 각각 출력할 수 있도록 하였다. 그 밖에도 열 발생률로부터 연소 개시 및 종료 각도, 제동 평균 유효 압력 값을 표시하고, 필요에 따라서는 프린터 출력도 가능하도록 구성하였다.

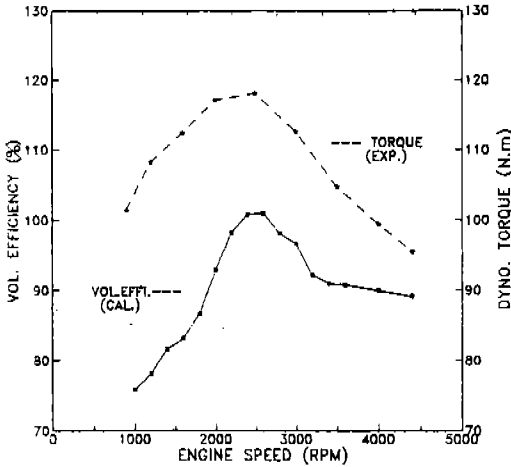


Fig.8 Variation of volumetric efficiency and torque vs. engine speed

한편 흡·배기 과정의 성능을 나타내는 체적 효율의 변화와 실험으로부터 측정된 동력계의 토크 변동을 Fig.8에 나타내었다. 이 결과는 기관의 출력과 체적 효율의 직접적인 관련성을 잘 입증해 주고 있으며, 본 연구의 기관 제원에 대하여 2600rpm 정도에서 최대의 출력을 낼 수 있음을 나타내고 있다.

5. 결 론

가스 교환 과정의 압력 변동에 대한 시뮬레이션과 실험 결과로부터 얻은 결론은 다음과 같다.

- 1) 특성 곡선법을 이용한 가스 교환 과정의 시뮬레이션 방법을 확립하고, 본 연구의 해석 결과를 실험치와 비교 검토한 결과 비교적 잘 일치하는 결과를 얻었으며, 이를 이용하여 다실린더 기관의 운전 성능을 파악하고, 아울러 흡·배기계의 최적 설계 인자를 구하는데 적용할 수 있다.

- 2) 주어진 기관의 제원과 흡·배기 조건에 대하여, 체적 효율을 최대화 하는 회전 속도와 흡·배기 성능을 규명할 수 있었다.
- 3) 배기관 내의 압력은 회전 속도가 증가함에 따라 한 사이클 내의 맥동이 진폭이 커짐과 아울러 진동 횟수도 뚜렷하게 나타남으로써 흡기관내 유동과 구분되며, 흡·배기계의 질량 유량의 변화도 증가하는 경향을 나타내었다.
- 4) 연소 해석 장치의 기능을 보강한 신호처리 장치를 구성하고, 이를 실험에 직접 적용하여 보다 데이터 취득 성능을 높일 수 있는 결과를 얻었다.

참 고 문 헌

1. A. Ohata, Y. Ishida, "Dynamic Inlet Pressure and Volumetric Efficiency of Four-cycle Four-cylinder Engine", SAE 820407.
2. R.S. Benson, W.J.D. Annand and P.C. Baruah, "A Simulation Model Including Intake and Exhaust Systems for a Single Cylinder Four-stroke Cycle S.I. Engine", Int. J. Mech. Sci., Vol.17, pp.97-124, 1975.
3. P.A. Lakshminarayanan, P.A. Janakiraman, M.K. Gajendra Babu, B.S. Murthy, "Prediction of Gas Exchange Process in a Single Cylinder I.C. Engine", SAE 790359.
4. M. Takizawa, T. Uno, T. Oue and T. Yura, "A Study of Gas Exchange Process Simulation for Automotive Multi-cylinder Internal Combustion Engine", SAE 820410.
5. 이창식, 서영호 "다점 분사 가솔린 기관의 가스 교환 과정에 관한 연구", 한국자동차공학회 추계학술대회논문집, pp.137-144, 923921, 1992.