

# 가솔린기관의 회전수 변화에 따른 실린더 벽면온도 변화 및 기관성능에 관한 연구

## An Study on the Cylinder Wall Temperature and Performance of Gasoline Engine according to Engine Speed

권기린 · 오영옥 · 강남훈

K. R. Kwon, Y. O. Oho and N. H. Kang

**Key words** : Gasoline engine(가솔린 엔진), Temperature of cylinder wall(실린더벽 온도), Peripheral temperature distributions(원주방향 온도분포), Axial temperature distributions(축방향 온도분포)

**Abstract** : The purpose of this study is preventing the stick, scuffing, scratch between piston and cylinder in advance, and obtaining data for duration test in actual engine operation. The temperature gradient in cylinder bore according to coolant temperature were measured using 1.5ℓ class diesel engine. 20 thermocouples were installed 2mm deep inside from cylinder wall near top ring of piston in cylinder block, at which points major thermal loads exist. It is suggested as proper measurement points for engine design by industrial engineers. Under full load and 70℃, 80℃ and 90℃ coolant temperature conditions, the temperature in cylinder block and engine oil increased gradually according to the increase of coolant temperature, the siamese side temperature of top dead center is 142℃ in peripheral distribution, that is about 20℃ higher than that at thrust, anti thrust, and rear side temperature, respectively. The maximum pressure of combustion gas in 70℃ coolant temperature is about 2 bar lower than those of 80℃ and 90℃ coolant temperature. The engine torque in 80℃, 90℃ coolant temperature condition is about 4.9Nm higher than that of 70℃ coolant temperature.

### 1. 서 론

가솔린 엔진은 고출력화, 경량화, 저소음화, 저배기화, 저연비를 만족시켜야 한다. 그러나 가솔린 엔진의 설계시 구성 부품, 특히 운동 부품의 고온화로 인하여 내구성이 약해지는 문제점을 고려하여야 한다. 이러한 문제점으로는 재료의 내열성, 열팽창, 열변형 등을 지적할 수 있다<sup>1,2)</sup>. 또한, 최근의 엔진 설계 경향은 경량화를 목적으로 실린더와 실린더 사이에 충분한 냉각수 자켓을 두고 있지 않은 예가 점점 많아지고 있고, 이 경우 인접한 실

린더 벽면 온도는 엔진의 내구성에 대한 중요한 측정 부분의 하나라고 선진국에서는 지적하고 있다<sup>3,4)</sup>.

현재 한국의 자동차 공업중 엔진 분야의 외국기술 의존도가 높다는 점과 실린더 블록의 경우 열응력 및 열변형 문제는 엔진 성능과 진동 특성에 큰 영향을 미치고 있으며<sup>5)</sup>, 실린더 표면 온도 160℃ 이상에서는 윤활유의 증발로 인하여 윤활유 소비가 급격히 증대하고, 180℃ 이상에서부터 윤활유에 의해 카본 부착이 심해진다고 보고되고 있다<sup>6)</sup>.

따라서, 본 연구에서는 기관회전속도와냉각수 온도 변화에 따른 기관 구성 부품의 열적 거동과 냉각수온 변화에 따른엔진오일과 배기 매니폴드에서의 배기가스 온도 변화를 측정하고, 이에 따른 현안 문제점을 미연에 추출하여 신규엔진 개발시 내구시험 개시 가부에 대한 사전 판단과 엔진운전시

접수일 : 2001년 12월 21일

권기린 : 제주대학교 기계공학과

오영옥 : 제주대학교 기계공학과 대학원

강남훈 : 제주대학교 기계공학과 대학원

의 냉각관계 개선, 피스톤 스킴트 오버랩량 평가, 개발 예산을 줄이는데 크게 도움이 되는 자료를 얻어내고자 한다.

본 연구에서는 1500cc급 가솔린 엔진을 사용해서 냉각수 온도를 70℃, 80℃, 90℃로 일정하게 유지시키고 각 부하별 회전수를 변화시키면서 냉각수 온도 변화에 따른 실린더 보어에 있어서 온도구배를 온도 기록계를 사용하여 20개소에서 동시에 측정하였다.

이것은 실동 엔진 운전시 예상되는 피스톤과 실린더 사이에서 소손, 소착 등의 신뢰성 현안을 미연에 방지하고 신규 엔진 개발시 내구시험 개시가부에 대한 사전 판단과 개발 예산을 줄이는데 크게 기여하기 위함이다.

## 2. 실험 장치 및 실험 방법

### 2.1 실험 장치

본 연구에 사용된 엔진은 대우자동차(주)의 제품으로서 실린더 내경 76.5mm, 행정길이 81.5mm, 4실린더 분사식 가솔린 기관을 사용했으며 그 제원은 Table 1과 같다. 실험에 사용된 실험 장치도는 Fig. 1과 같고, 주요 구성부로서는 기관동력계 및 콘트롤러, 냉각수 온도 조절 탱크와 오일쿨러가 연결된 1.5ℓ MPI 엔진을 기본으로 하여 데이터 수집장치, 흡입 공기 유량계, 연료탱크, rpm 게이지 등을 사용했다. 디지털 온도계는 설정된 냉각수 온도에 맞게 냉각수 파이프에 설치되어 있는 전자식 밸브를 작동시켜 엔진 냉각수 온도를 출구 제어할 수 있도록 하였다.

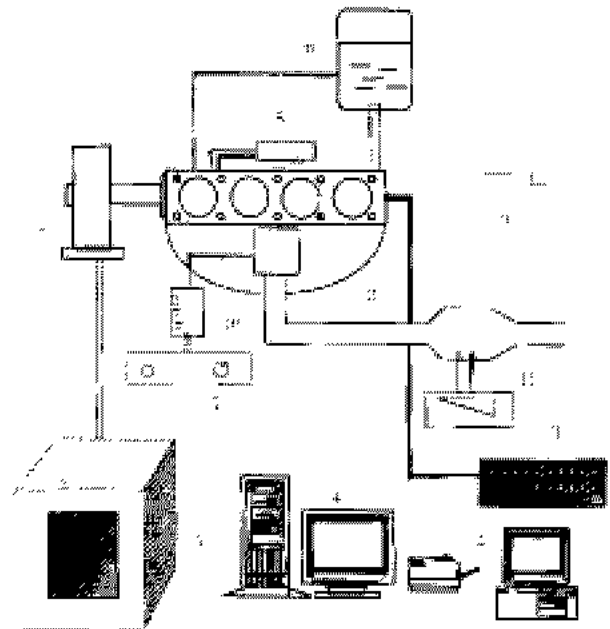
열전대는 Front부와 Rear부 각 4점, Thrust와 Anti Thrust부 각 4점, 상사점 원주 45°방향 4점, 냉각수 입/출구부 각 1점, 오일 열교환기부 1점 그리고 배기가스 대기관 1점등 총24점으로 구성되어 있다.

### 2.2 실험 방법

실린더의 온도는 K Type 열전대를 실린더 벽면에 설치하여 측정하였다. Fig. 2와 같이 3번과 4번 실린더가 인접한 사이어미스를 Front부, 그 반대측을 Rear부, 배기매니폴드가 있는 쪽을 Anti Thrust부 그리고 흡기매니폴드가 있는 방향을 Thrust부로 정하였다. Fig. 3은 실린더 벽면 온도를 측정하기 위해 설치한 열전대의 위치를 나타낸 것이다. 피스톤 크라운부에 들어온 열량의 80%

Table 1 Test engine specifications

Item	Content
Type of Engine	SOHC
Type of Cooling System	water cooling
Cylinder Arrangement	4 line type
Cycle	4 cycle
Bore × Stroke	76.5×81.5 mm
Piston Displacement	1498cc
Maximum Torque	136.22 Nm/3000rpm
Maximum Brake Horsepower	68.4kW/5800rpm
Compression Ratio	9.5 : 1
Ignition Timing	10° BTDC
Lubrication System	full flow
Fuel Supply Type	MPI



1. Gasoline Engine 7. Dynamometer 3. Data Logger  
4. Personal Computer 5. Dynamo Controller 9. Water Cooling Tank  
7. Fuel Tank 8. Oil Cooler 9. Timing Light  
10. Fuel Meter 11. Flowmeter 12. Intake Manifold

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

이상이 제1압축링을 통하여 실린더 벽에 전달되기 때문에 피스톤이 TDC에서 1압축링이 일치하는 중심부 위치(8.05mm)와 BDC에서 1압축링이 일치하는 위치(89.56mm) 사이를 4등분하여 피스톤 운동

방향으로 16포인트와 횡방향의 경우 피스톤이 TDC에서 1압축링이 일치하는 중심부 위치에서 8등분하여 Front, Rear, Thrust, Anti Thrust부를 제외한 45°방향에 4포인트를 설치하여 실린더 벽면 주위에 총 20개소에 열전대를 설치하였다.

Fig. 3의 아래 그림에서 4번 실린더 보어의 흡배기측 및 Rear측은 수직방향으로 4등분하고, 수평하게 실린더 벽에서 2mm 위치까지 드릴작업을 한 후, 직경이 3.2mm인 Sheath형 열전대를 삽입하고 밀봉제로 충분히 충전하여 냉각수나 오일이 새는 것을 방지하였다.

사이어미스 종방향에 설치된 4점과 TDC에서 횡방향 45°에 설치된 4점은 직경이 0.254mm인 열전대를 사용했다. 횡방향의 경우 원주방향의 4점은 실린더 블록 상판으로부터 깊이 8.05mm, 실린더 벽으로부터 2mm되는 위치에 설치하여 열전대를 삽입한 후 밀봉제로 채우고, 5~6시간뒤에 가는 줄을 이용하여 평면작업을 실시하여 연소실 압력의 누설을 방지하도록 하였다.

사이어미스 종방향에 설치된 4점은 Fig. 3에서 확대한 것처럼 직경 4mm, 깊이 89.56mm의 구멍을 만들어 0.254mm 와이어 열전대를 구멍에 삽입한 후 고순도 마그네샤(Magnesia) 분말을 견고히 상부 8mm 위치까지 충전하였다. 마그네샤 분말을 채운 그 위에 밀봉제를 채우고, 위에 기술한 방법으로 마무리 작업을 실시하였다.

실험전에 냉각수 온도가 80℃에 도달하여 안정화가 될 때까지 기관을 2000rpm의 일정한 속도로 운전시켰다. 냉각수 제어 온도는 기관 출구 온도를 기준으로 하였으며 일정 냉각수 온도하에서 기관속도를 1500rpm부터 4000rpm까지 500rpm 간격으로 증가시켜 나갔다. 냉각수 온도 제어를 위해 밸브 제어용

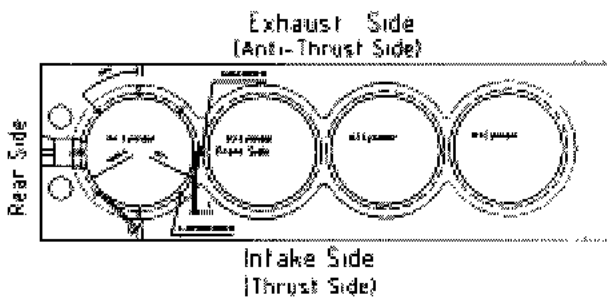


Fig. 2 Sensor installation position in cylinder block

디지털 온도계가 기관 출구 냉각수 통로의 온도 센서를 통해 입력된 온도를 감지하고, 온도 변화에 대해 밸브를 제어함으로써, 기관내의 냉각수 온도

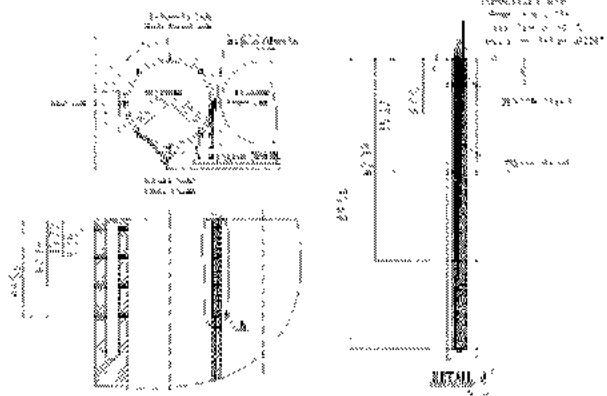


Fig. 3 Measuring point of cylinder wall

가 일정하도록 하였다. 임의의 기관 속도에 도달한 후 약 300초가 지났을 때를 모든 측정 조건이 안정화 되었다고 보고 이때의 각 측정값들을 읽어서 기록하였다. 그리고 각 실험 조건에서 테스트는 5회 실시하고 데이터는 최고값과 최저값을 빼고 나머지 평균값을 사용하였다.

### 3. 실험 결과 및 고찰

#### 3.1 기관회전속도, 냉각수는 변화에 따른 실린더 벽면온도의 열적 거동

기관을 전부하로 하고, 기관 속도를 1500rpm, 2000rpm, 3000rpm 그리고 4000rpm으로 유지한 후 냉각수온을 70℃, 80℃ 및 90℃로 증가시키면서 실린더 블록 벽면의 온도변화를 측정하였다.

Fig. 4의 (a), (b), (c) 그리고 (d)는 기관회전속도와 냉각수온 변화에 따른 실린더 블록의 온도변화를 비교한 것이다. 실험결과는 기관회전속도와 냉각수온 증가에 따라 온도 곡선이 전반적으로 증가하는 경향을 보이고 있다. 냉각수온 90℃일 때, 회전속도증가에 따라 온도 상승폭은 작은 반면, 70℃일 때는 회전속도증가에 따라 온도 상승폭은 크다. 특히 저rpm 일 때 온도차가 매우 크게 나타났다. Fig. 4 (a)는 1500rpm의 경우이며 배기 측이 76.1~107.1℃, 사이어미스 측이 83.3~121.6℃, 그리고 Rear측이 74.4~101.1℃의 온도분포를 보이고 있다. Fig. 4 (b)는 2000rpm의 경우이며 배기 측이 90.0~109.2℃, 사이어미스 측이 113.6~128.0℃를 보이고 있다. Fig. 4 (c)는 3000rpm의 경우이며 사이어미스 측이 118.5~133.3℃, 그리고 Rear측이 80.0~105.6℃의 온도분포를 보이고 있다.

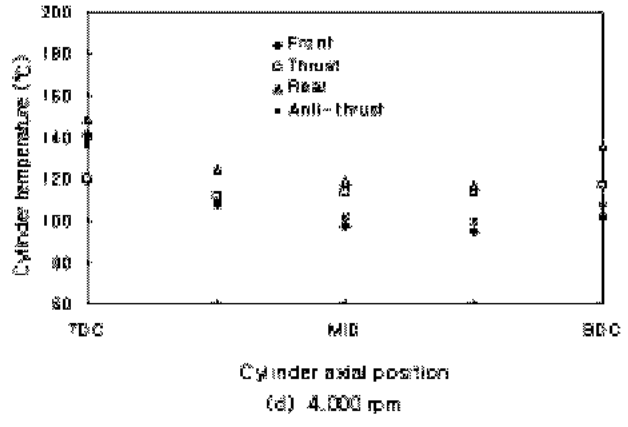
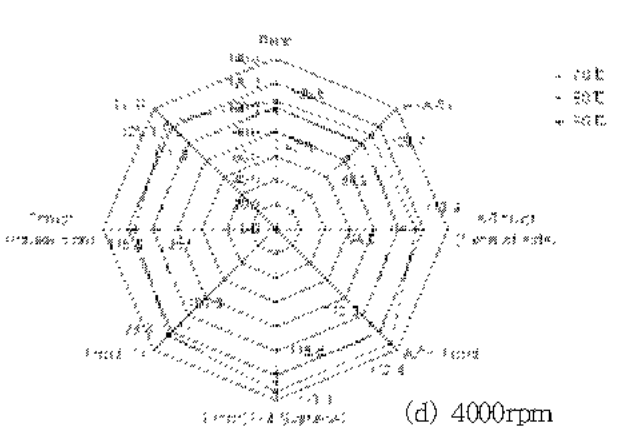
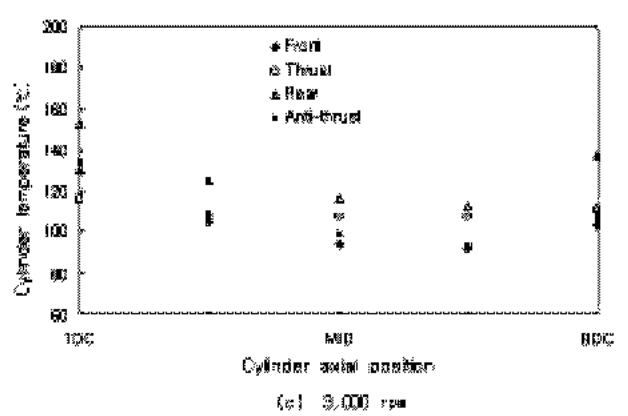
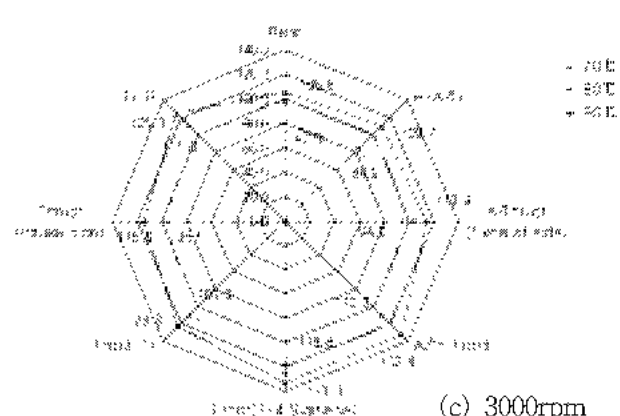
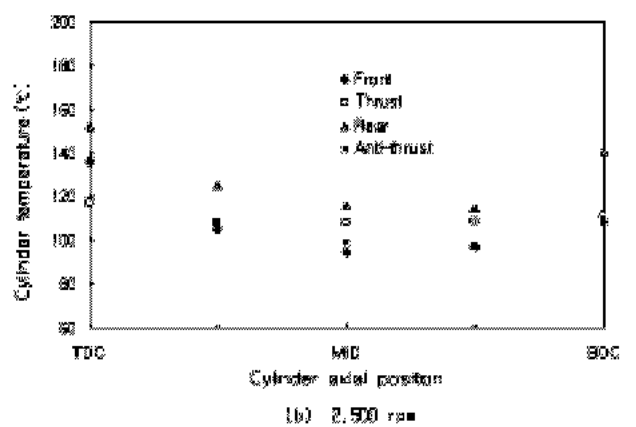
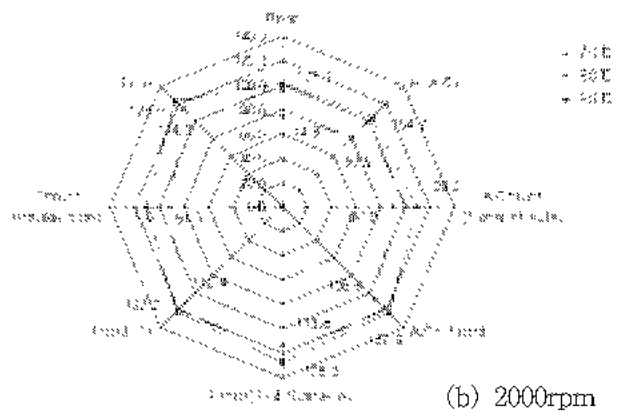
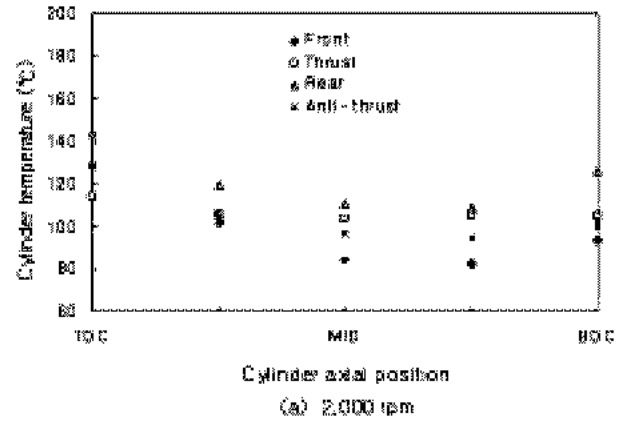
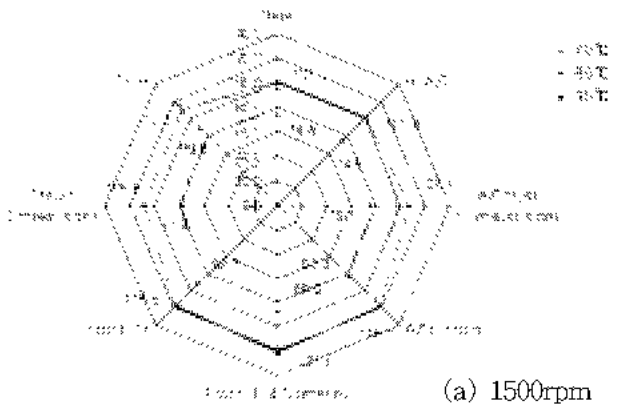


Fig. 4 Coolant temperature effect on cylinder block

Fig. 5 Cylinder axial temperature distribution at 1/2 load

Fig. 4 (d)는 4000rpm의 경우이며 배기 측이 101.3~118.4℃, 사이어미스 측이 130.2~143.6℃, 그리고 Rear측이 88.8~112.8℃의 온도분포를 보이고 있다. 냉각수온 증가에 따른 온도분포는 실린더가 인접한 사이어미스 부위 온도가 가장 높게 나타나고 있으며 Rear부위가 가장 낮은 온도분포를 보이고 있다. 이것은 실험 엔진의 냉각수 유동 설계에 따른 영향으로 판단되어진다.

Fig. 5은 냉각수 온도를 80℃로 유지한 상태에서 1/2 부하에서의 기관의 회전수에 따른 실린더 축 방향의 온도분포를 나타내고 있는 것으로서, Thrust부의 온도변화는 TDC와 BDC에서 온도변화가 10℃로서 거의 없고 나머지 부위는 TDC와 MID부위에 심한 온도편차를 나타내고 있어 피스톤의 운동속도와 운동조건이 실린더 온도상승과 밀접한 관계가 있음을 나타내고 있다.

즉, 피스톤의 운동속도가 빠르면 열전달 시간이 짧아 실린더벽면 온도가 낮게 나타나고 있으며, 상사점과 하사점에서는 피스톤의 운동방향이 바뀌는 시점에서 속도가 느리거나 정지해있는 기간동안 많은 열을 피스톤 링을 통하여 실린더벽면에 전달하기 때문으로 해석된다.

### 3.2 냉각수온 변화와 회전속도에 따른 오일온도, 토크 및 출력 비교

Fig. 6은 기관 부하조건을 전부하로 하고, 냉각수온 증가에 따른 엔진 오일온도 변화를 비교한 것이다. 실험 결과 회전속도와 냉각수온 증가에 따라 엔

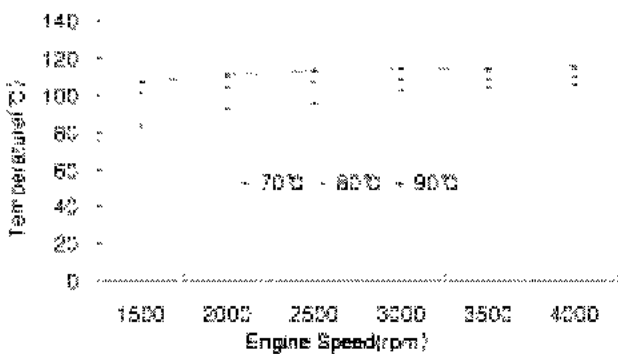


Fig. 6 Effect of coolant temperature on engine oil

진 오일 온도가 대체적으로 일정한 폭으로 상향 전이 하는 경향을 보이고 있는데, 이는 기관 내부에서 발생하는 연소에 의한 열과 미끄럼 운동부에서 발생하는 마찰열을 엔진 오일이 흡수하여 냉각 작용을 하기 때문이다. Fig. 6 그래프를 보면, 냉각수온이 70℃일 때 엔진 오일은 82.5 ~ 105.8℃, 냉각수온이 80℃에

서 101.3 ~ 108.5℃ 그리고 냉각수온이 90℃일 때는 107.1 ~ 114.7℃의 온도 분포를 보이고 있다.

Fig. 7은 전부하 조건에서 냉각수온 변화에 따른 엔진의 출력과 토오크의 성능 변화를 나타낸 것이다. 실험 결과는 저중속 영역에서 냉각수온이 70℃

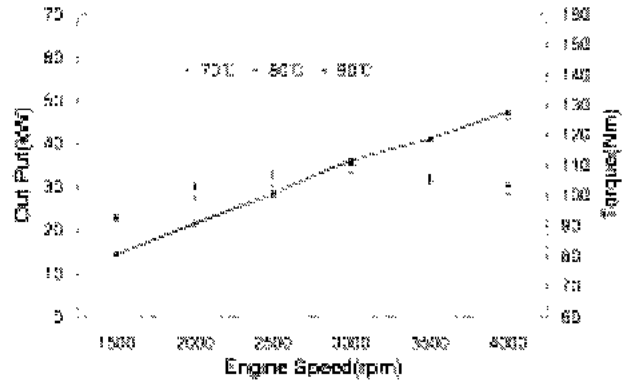


Fig. 7 Effect of coolant temperature on engine performance

일 때 토오크는 91.63~107.21Nm로 냉각수온이 80℃, 90℃일 때보다 낮게 나타났다. 이것은 냉각수온이 낮아 윤활유의 점성이 높아지게 되고 이에 따라 마찰 손실이 커졌기 때문이다.

### 3.3 냉각수온 변화에 따른 가솔린 기관의 연소 해석

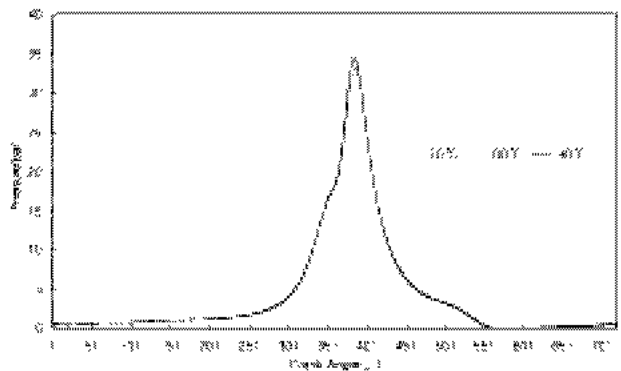


Fig. 8 Pressure θ Diagram(2000rpm)

Figs. 8, 9는 엔진 회전수를 2000rpm과 4000rpm에서의 크랭크 각의 변동에 따른 최고압력(Pmax)을 보여준다. 연소실내 연소가스의 최고압력은 저중속 영역에서는 냉각수 온도변화에 영향을 받지 않았지만, 고속에서는 냉각수 온도변화에 영향을 받았다.

Fig. 9는 엔진회전수 4000rpm일 때 냉각수 온도변화에 따른 실린더 내 연소가스의 최고압력을

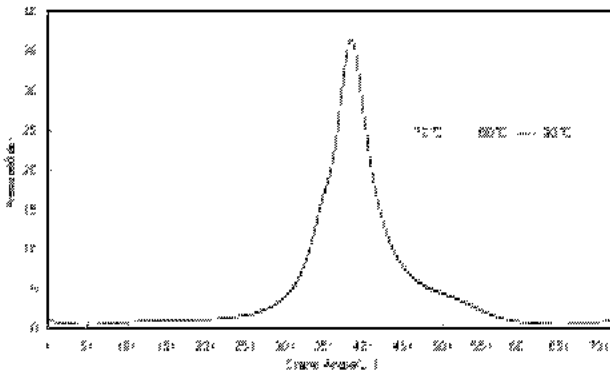


Fig. 9 Pressure θ Diagram(4000rpm)

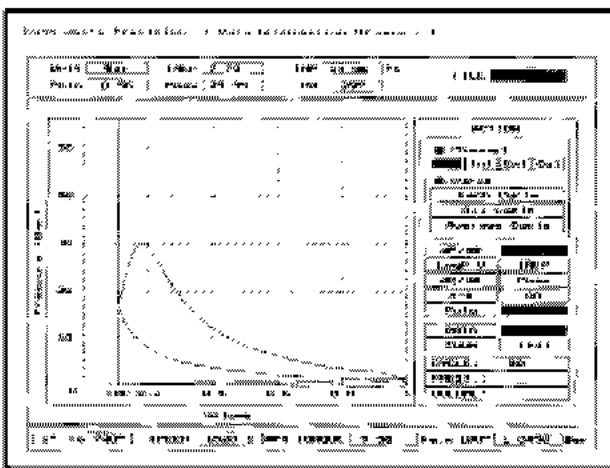


Fig. 10 P V Diagram(1500rpm, Coolant 80°C)

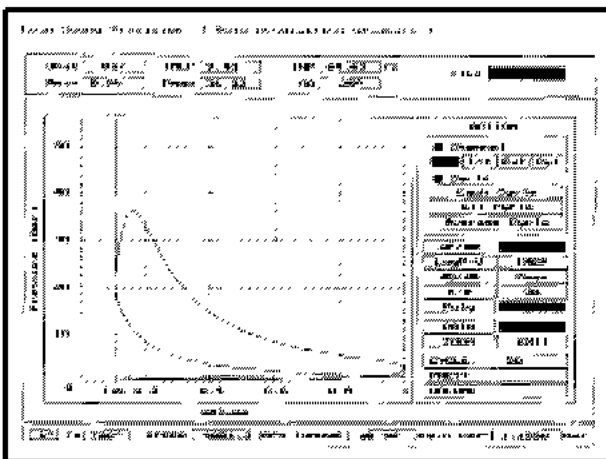


Fig. 11 P V Diagram(4000rpm, Coolant 80°C)

보여주는 결과이다. 냉각수 온도가 70°C일 때 실린더 내 연소가스의 최고압력은 34.46bar이고, 80°C, 90°C일 때는 36.22bar와 36.42bar로 최대 약 2bar 정도 높게 측정되었다. 이것은 연소실 최고압력은 기관의 온도(80~90°C)가 적절히 유지될 때 얻을

수 있으며 과냉이나 과열의 상태에서는 최고압력을 얻을 수 없음을 보여준다.

Figs. 10, 11은 p v 선도를 나타낸 것이다. 엔진회전수 1500rpm~3500rpm(저중속영역)에서 냉각수 온도 변화에 따른 p v 선도는 같은 경향을 보였기 때문에 여기서는 냉각수온 1500rpm, 4000rpm만 나타내었다. 연소해석프로그램의 그림을 살펴보면 저중속에서는 p v 선도에서의 유효영역이 거의 동일한 크기를 보여주고 있으나, 중고속 영역인 4000rpm에서는 냉각수 온도 변화에 따른 최고압력의 차이로 70°C일 때보다 80°C, 90°C 일때가 유효영역이 크게 나타났다.

#### 4. 결 론

신규엔진 개발시 내구시험 개시 가부에 대한 사전 판단에 기여하기 위하여 4기통 1500cc급 가솔린 엔진을 사용해서 냉각수 온도 변화에 따른 기관 구성 부품의 열적 거동과 연료 소모량 및 연소가스의 평균 압력과 출력 변화를 실험적으로 분석함으로써 다음과 같은 결과를 얻었다.

1. 냉각수온 증가에 따른 급속면의 온도분포는 전반적으로 증가하는 경향을 보이고 있으며, 실린더가 인접한 사이어미스 부위 온도가 가장 높게 나타났고, rear부위가 가장 낮은 온도 분포를 나타냈다.

2. 냉각수온 증가에 따라 엔진 오일 온도가 대체적으로 일정한 폭으로 상향 전이하는 경향을 보이고 있는데, 냉각수온이 70°C일 때 엔진 오일은 76.6~105.8°C, 냉각수온이 80°C에서 101.3~108.5°C 그리고 냉각수온이 90°C일 때는 107.1~114.7°C로 증가하는 것으로 나타났다.

3. Thrust부 축방향의 온도 편차는 1/2 load에서 6~7°C로 매우 작게 나타났다.

4. 냉각수온이 70°C에서 90°C로 증가할 때, 저중속에서 토크는 냉각수온이 70°C일 때보다 80°C와 90°C일 때가 약 4.9Nm 정도 높게 나타났다.

5. 냉각수 온도가 70°C일 때 실린더 내 연소가스의 최고압력은 80°C, 90°C일 때 보다 약 2bar정도 낮게 측정되었다.

6. 저중속에서는 p v 선도에서의 유효영역은 거의 동일한 크기를 보여주고 있으나, 중고속 영역인 4000rpm에서는 70°C일 때보다 80°C, 90°C일 때가 유효영역은 크게 나타났다.

#### 후 기

이 논문은 2000년도 제주대학교 발전기금 학술

연구비에 의해 연구되었음

**참고문헌**

1. 榎本良揮, “自動車エンジンの溫度測定 および熱損失に関する研究”, 武蔵工業大學博士學位論文, pp.1~18, 1986.
2. 古浜庄一, “自動車 ENGINEのTribology”, ナツメ社, pp. 251~253, 1984.
3. 日本機械學會編, “エンジンの溫度測定”, JSM E S007, pp.101, 1986.
4. 高松英俊, “薄幅 Oil Ring을持つ Two Ring Piston의 溫度および Ring舉動に 關する研究”, 武蔵工業大學碩士學位論文, pp. 27~28, 1986,
5. 이현순, “한국 내연기관 개발의 현재와 미래”, 대한기계학회지, Vol. 29 (6, pp.573~580, 1986)
6. 吉田 秀樹, “內燃機關の潤滑油消費量に關する研究”, 武蔵工業大學碩士學位論文, pp. 144, 1981.
7. 류택용, 신승용, “엔진 냉각계 개선을 통한 가솔린 엔진의 성능향상”, 한국자동차공학회논문집 제6권 제3호, pp.1~11, 1998.
8. 손병진, 김창현, “자동차용 가솔린 기관의 실린더 블록에 대한 열적 거동 해석”, 한국자동차공학회논문집 제6권 제5호, pp.211~221, 1998.
9. 김주연, 안상호, “유한요소법을 이용한 디젤 엔진의 실린더블록 라이너 가스킷 헤드 구조물에 대한 해석”, 한국자동차공학회논문집 제5권 제3호, pp.147~155, 1997.
10. 이교승, 이진호, “자동차용 디젤엔진 피스톤의 열변형 특성에 관한 연구”, 한국자동차공학회 논문집 제5권 제1호, pp.162~172, 1997,
11. 尹永春, “가솔린 엔진의 실린더 溫度特性에 關한 研究”, 濟州大學校 碩士學位論文, pp.18~28, 1996.
12. 윤영춘, 권기린, “가솔린 엔진의 실린더 溫度特性에 關한 研究”, 한국자동차공학회지, 97380030, pp.210~217, 1997.
13. 조진호, “내연기관 공학”, pp.713~806, 1993.
14. Furuham, S., “Thermal problem of internal combustion engines (1)”, Internal combustion engines 22(5), pp.61~69, 1983.
15. Furuham, S., “Effect of oil properties on piston frictional forces”, JSME 29, pp.55~62, 1984.
16. 新 啓一郎, 立石辛南, 木村 勉. “Problems about piston ring for automotive engine at high revolutions and power”, 自動車技術 40(4), pp.499~504, 1986.
17. 榎本良揮, “自動車エンジンの溫度測定および熱損失に関する研究”, 博士學位論文, 武蔵工業大學大學院, pp.1~18, 1986.
18. 古浜庄一, “自動車 ENGINEの Tribology, ナツメ社”, pp.251~253, 1984.
19. 藤本博也, 古浜庄一, 後藤隆治, “Measurement of Cylinder bore deformation by mean of a turning piston with a gap sensor during engine operation”, 日本機械學會論文集 56 (523), pp.851~857, 1990.
20. 伊東明美, 一杉英司, 石田郁夫, 染谷常雄, 古浜庄一, “Study on the measurement of piston skirt deformation under engine operating condition”. 日本自動車技術會, pp.149~152, 19933
21. 石田宣之, 西村周一, 寺本正彦, “Development of Nissan’s new Twin Cam engine series”, 內燃機關 25(320), pp.25~40, 1986,
22. 厚木自動車部品(株) 社内資料.