

자동차용 가솔린 기관의 실린더 블록에 대한 열적 거동 해석

Thermal Behavior Analysis on the Cylinder Block of an Automotive Gasoline Engine

손 병 진*, 김 창 현**
B. J. Son, C. H. Kim

ABSTRACT

Thermal behavior on the cylinder block of a 4-cylinder, 4-stroke 2.0L SOHC gasoline engine was numerically and experimentally analyzed. The numerical calculation was performed using the finite element method. The cylinder block was modelled as a three dimensional finite element by considering its geometry. The physical domain was divided into hexahedron elements. 16 thermocouples were installed at points of 2mm inside from cylinder wall near top ring of piston in cylinder block, which points have suffered major thermal loads and suggested as proper measurement points for engine design by industrial engineers. Under full load and 90°C coolant temperature condition, temperature behavior of cylinder block according to engine speed were analyzed. The results showed that temperature rose gradually to conform to a function of 2nd~4th order of engine speed at intake side, exhaust and siamese side, respectively. As engine load was changed from 100 to 50% by 25% step, temperature curve also conformed to 2nd~7th order function of engine speed. Temperature differences by load condition were similar among 100, 75% and 50%. Under full load and coolant temperature of 110°C, temperature behavior were also analyzed and the results also showed conformance to 2nd~7th order function of engine speed. Temperature curve was transferred in parallel upwards corresponding coolant temperature rise.

주요기술용어 : Thermal Bore Distortion(열적 보어 변형), Thermal Behavior(열적 거동), Thermal Load(열적 부하), Heat Rejection(방열량), Top Deck(상판), Full Load(전부하)

* 한양대학교 공대

** 정회원, 한양대학교 대학원

1. 서 론

최근의 자동차용 내연 기관의 개발은 차량 성능을 저하시키지 않으면서 연비를 개선하기 위한 방법으로서의 기관의 소형화, 고출력화를 위한 연구를 수행하고 있다. 이에 따라, 연소실 개선, 기관의 속도 증가, 압축비 증가, 실린더당 3밸브 또는 4밸브의 적용, 터보차저 장착 및 연료 개발등에 힘입어 기관의 비출력이 증대되고 있는 추세이고 연소실의 구성 부품은 과거보다 더 심한 열적 부하 조건에 놓이게 되었다. 이와 같은 고온의 열적 부하 상태가 되면 연소실 벽면 온도가 높아지고, 기관 오일의 점성이 저하되며, 기관 오일의 산화 등으로 인해 점화 플러그 및 밸브가 고열 상태로 된다. 이와 같은 조건들은 기관에 악영향을 미치며 노킹, 조기 점화, 실린더 보어의 변형(Bore Distortion), 실린더 보어 및 링의 스카핑(Scuffing) 및 밸브 좌면의 변형(Seat Distortion) 등을 유발시키게 된다. 또한, 기관 오일의 점성 저하로 인한 실린더 벽과 피스톤 사이에서 금속 마찰이 일어나게 되고 이로 인하여 구성 부품의 손상 및 출력 손실 등이 야기된다. 한편 기관의 열적 부하를 무조건 줄이기 위해 기관의 각 부위를 적정 온도 이하로 냉각시키게 되면 연료의 기화 등에 영향을 주어 연료 소모량 증대 및 불완전 연소 등으로 인한 유해 배출물 증가, 연소 가스의 평균 온도 및 평균 압력을 낮추게 되어 피스톤에 가해지는 일의 감소 및 이로 인한 기관의 출력 감소 및 열효율 저하가 유발된다.

따라서, 기관은 적정 온도 범위내에서 작동이 되어야 하며 이를 위해서는 이러한 열적 부하에 대한 명확한 평가가 이루어져야하고, 이러한 평가를 토대로 하여 초기 설계 단계에서 연소실 구성 부품에 대한 열적 거동을 정확히 예측하여 최적 설계하는 것이 기관 설계의 중요한 요소로 된다. 또한, 이와 병행하여, 이러한 예측의 신뢰도를 높이기 위해서는 기관을 직접 만들어서 그 온도 변화를 실제적으로 실험으로 규명하는 것이 중요하다.

일반적으로 기관 구성체의 열적 거동에 관한 연구는 구성체의 열전달에 관한 연구^{1,2)}와 열응력에 관한 연구^{3,4)}로 구분할 수 있으며, 최근에는 고

출력 기관의 열응력 문제와 관련하여 구성체의 온도 분포에 관한 연구⁵⁾도 중요한 연구 분야로 되어 오고 있다.

그러나, 지금까지의 기관의 온도 해석 및 실험은 주로 디젤 기관에 대한 것이 대부분으로, 가솔린 기관에 대해서는 일부 이루어지고 있는 실정이며, 현재의 가솔린 차량의 수요가 아직도 자동차의 사용 연료별 구성비로 볼때, 55% 정도의 점유율을 보이고 있으므로, 이에 대한 많은 연구가 필요하다. 또한, 수치 해석 관점에서는 아직도 외국에서 개발된 상용 프로그램을 이용하는 수준이고, 기관 개발시의 설계 인자의 해석에 적용하는 데는 많은 제약이 있었다. 따라서, 자동차용 기관 구성체의 온도 분포 특성을 구할 수 있는 예측 프로그램을 개발한 후⁶⁾, 본 연구에서는 이 개발된 프로그램을 이용하여, 수냉식 직렬 4기통 4행정 SOHC 2.0L 가솔린 기관에 대해 수치 해석을 수행하였으며 이때에 해석에 필요한 경계치 및 상수는 기관의 일반 성능 시험에서 얻을 수 있는 데이터를 이용하여 구하였다. 또한, 실린더 블록에 대한 정상 열전도 수치 해석을 수행한 후, 기관의 온도를 실험적으로 구하여 실린더 블록에서의 기관 속도, 기관 부하 및 냉각수 온도에 따른 열적 거동을 비교, 해석하였다.

2. 수치 해석

2.1 해석 모델 및 수치 해석 방법

실린더 블록에서의 열전달은 근본적으로 비정상 상태이나, 연소 가스의 상태 변화의 주기가 온도의 확산 속도에 비해 매우 빠르고, 시간에 따른 온도 변화의 폭이 미소하다고 알려져 있으므로, 열전달 상태를 정상 상태로 가정하고, 가스 온도 및 열전달계수를 사이클 평균값으로 사용하여 실린더 블록의 온도장을 계산하였다.

해석시의 주요 가정은 다음과 같다.

- 1) 부재를 구성하는 재질의 열전도 계수는 등방성이며, 온도에 관계없이 일정하다.
- 2) 부재내의 열전달은 정상 상태이다.
- 3) 경계 조건은 시간에 대한 평균값을 사용한다.
- 4) 경계면에서의 열전달에 의한 열부하를 구할

때, 경계면에서 주어진 열유량도 포함되어야 하나, 이 값을 정확히 측정하기가 어렵고, 각 구성체와의 접촉면은 열유동을 거의 무시할 수 있기 때문에 실린더 헤드와의 열전달은 단열면으로 가정하였다.

현재 사용되고 있는 수냉식 직렬 4기통 4행정 가솔린 기관을 대상으로 하여, 기관 구성체에서 큰 열적 부하를 받고 있는 실린더 블록을 해석 영역으로 하였으며, Fig.1에 이를 도시하였다. 실린더 블록과 그 주위 사이의 열교환은 대류 열전달에 의한 것으로 모형화(modelling) 하였다.

2.2 열전달 방정식

지배 방정식. 지배 방정식은 정상 상태의 3차원 열전도 방정식으로 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[k_x \frac{\partial T}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[k_y \frac{\partial T}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[k_z \frac{\partial T}{\partial z} \right] + PT + Q = 0 \quad (1)$$

경계 조건은 다음과 같다.

$$k_x \frac{\partial T}{\partial x} n_x + k_y \frac{\partial T}{\partial y} n_y + k_z \frac{\partial T}{\partial z} n_z + \alpha T + \beta = 0 \quad (2)$$

경계 조건은 대류 경계 조건으로 모델링하였으

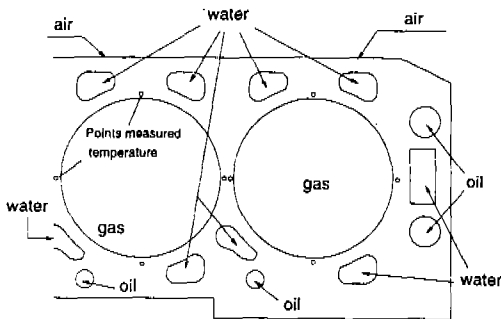


Fig.1 Boundary type and locations of points measured temperature

므로 $k=k_x=k_y=k_z$ 라 하면, 경계 조건 (2)는 다음과 같은 형태로 표현된다.

$$k \frac{\partial T}{\partial n} = -h(T - T_\infty) \quad (3)$$

경계 조건 설정.

2.2.1 실린더내 가스로부터의 열전달

실린더 블록의 온도에 가장 큰 영향을 주는 가스 온도 및 열전달계수를 구하기 위해 먼저 기관의 성능 시험에서 흡기 온도, 공연비, 출력 및 흡, 배기압 등을 측정하였다. 연소 온도의 계산법은 여러가지가 있으나, 栗野⁸⁾의 연구에 의거, 비열의 온도 변화, 열해리, 열손실, 공연비 등을 고려한 다음 실험식으로부터 압축시의 온도 T_1 , 압축 말기 온도 T_2 , 연소 말기 온도; T_3 , 팽창 말기 온도 T_4 등을 구하고, 각각의 온도를 크랭크 각에 대응하여 Fig.2와 같이 도시하였다.

$$T_1 = \frac{(328 + 0.68t)}{1 - 0.58 \left(\frac{P_r}{P_{B\epsilon}} \right)} \quad (K) \quad (4)$$

$$T_2 = T_1 \epsilon^{n-1}, \quad (n = 1.387) \quad (K) \quad (5)$$

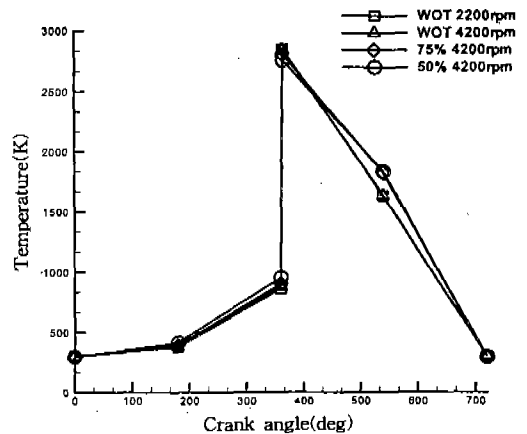


Fig.2 Variation of the gas temperature during one cycle

$$T_3 = \phi(n)_{ID} \left[\frac{2400}{Z_r} + \left\{ 0.4 + 0.55 \left(\frac{p_r}{p_{BE}} \right) \right\} (T_2 - 273) \right] + 273 \quad (K) \quad (6)$$

$$T_4 = \frac{493}{\delta_r} K(\epsilon)_E \phi(n)_{IE} \frac{498 + t}{610 + t} \times \frac{1 - 0.517 \left(\frac{p_r}{p_{BE}} \right)}{1 - 0.58 \left(\frac{p_r}{p_{BE}} \right)} \quad (K) \quad (7)$$

여기서, t 는 흡기관 온도(°C), (P_r/P_B) 는 배압과 부스트압의 비, ϵ 는 압축비, $\phi(n)_{ID}$, Z_r , $K(\epsilon)_E$, $\phi(n)_{IE}$ 는 연소 가스 계산에 사용되는 계수이다.

이를 이용하여 실린더내 가스 평균 온도와 평균 열전달계수를 다음과 같은 방법으로 구하였다.

$$T_g = \frac{\int_0^{4\pi} T d\theta}{4\pi} \quad (8)$$

실린더 가스의 온도와 압력은 1사이클(cycle) 중에 크게 변화해서 또는 가스의 흐름 양상도 시간적, 공간적으로 다르므로 열전달률도 1사이클(cycle)에서 변화하는 주기적 비정상 열전달이다. Eichelberg는 이것을 다음 실험식으로 표시했다.

$$h_{c,g} = 7.67 \times 10^{-3} (PT_g)^{\frac{1}{2}} u_m^{\frac{1}{3}} \quad (kW/m^2K) \quad (9)$$

여기서, P 는 실린더내 유효 평균 압력(MPa), T_g 는 가스의 평균 온도(K), u_m 은 피스톤의 평균 속도(m/s)이다.

각 크랭크 각에 따른 온도 및 피스톤의 왕복 운동으로 인한 연소 가스에 노출되는 노출 시간을 이용하여 실린더 내벽 각 부분에서의 연소 가스의 순간 열전달계수를 구한 값은 Fig.3에 도시하였다.

2.2.2 냉각수 및 접촉면에서의 열전달

우선, 3,000rpm에서의 열전달계수를 동일 회전

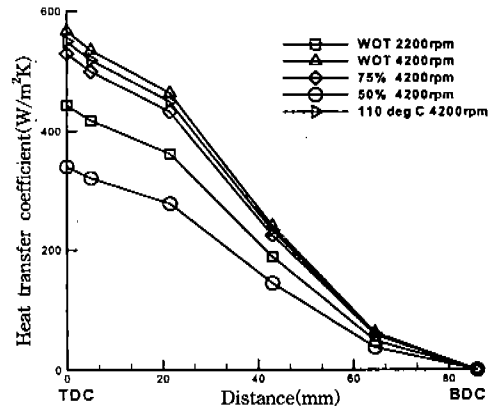


Fig.3 Local mean value of the heat transfer coeff. of the gas

수에서 Chin-Hsiu Li⁵⁾가 실험을 통하여 역으로 산출한 열전달계수 값과 같은 차수(order)내에서 시행 착오법으로 산출한다. 이 값을 기준값으로 하여 각 회전수에 따른 열전달계수를 Nusselt 수가 Reynolds 수의 0.8제곱에 비례하고, 냉각수 평균 유속이 기관 회전수의 선형 함수라는 관계를 이용하여 내삽법과 외삽법으로 구하였다. 냉각수 온도는 입, 출구 온도의 평균값을 사용하였다.

2.2.3 대기 및 오일 접촉면에서의 열전달

대기 접촉면에서는 수직 평판에서의 자연 대류 관계식⁹⁾을 사용하여 다음식으로 계산하였다.

$$Nu_x = 0.508 Pr^{\frac{1}{2}} (0.952 + Pr)^{-\frac{1}{4}} Gr_x^{\frac{1}{4}} \quad (10)$$

국부 열전달계수와 관련된 식 (10)을 전체 높이에 대하여 적분하여 평균 열전달계수를 계산하였다. 공기의 온도는 25°C(실험실 온도)이고, 이 온도에서의 물성치를 사용하였고, 벽면 온도는 85°C로 일정하다고 가정하고 평균 열전달계수를 계산하였다.

오일 통로에서의 열전달계수 산정은 냉각수 접촉면에서의 열전달 계수 산정 방법에 준하였다.

2.3 유한 요소 해석

2.3.1 해석 영역의 이산화 및 내삽 함수 선정.

본 연구에서는 해석 영역인 실린더 블록을 육

면체 요소(hexahedron element)로 분할하였다. 해석 영역의 기하학적 형상이 복잡하며 냉각수 및 오일 통로 등의 구멍이 많아서, 간단한 프로그래밍으로는 자동적인 육면체 요소의 생성이 불가능하여, 수작업으로 요소를 생성하였다.

내삽 다항식은 다음과 같다.

$$T^{(e)} = [1 \ x \ y \ z \ xy \ yz \ zx \ xyz] \begin{bmatrix} \alpha_1 \\ \alpha_2 \\ \alpha_3 \\ \alpha_4 \\ \alpha_5 \\ \alpha_6 \\ \alpha_7 \\ \alpha_8 \end{bmatrix} \quad (11)$$

(여기서, $T^{(e)}$: element interpolation function for temperature)

내삽 다항식을 행렬 형태로 표시하면 다음과 같다.

$$T^{(e)} = [M][T] \quad (12)$$

여기서,

$$[M] = [N_i \ N_j \ N_k \ \dots \ N_p], [T] = \begin{bmatrix} T_i \\ T_j \\ T_k \\ \vdots \\ T_p \end{bmatrix}$$

N_i, N_j, N_k 등은 전체 좌표계에서의 값들에 비해 매핑된 국부 좌표계에서 훨씬 간단한 형태를 가진다.

2.3.2 요소 특성 행렬과 벡터의 구성

식 (1)로 주어지는 열전도 방정식을 변분법을 이용하여 요소 특성 행렬과 벡터를 구성하였다. 그 과정은 다음과 같다.

1. 범함수를 구한다.
2. 범함수를 요소별 적분으로 분할한다.
3. 요소 적분식을 요소 내삽 함수의 형태로 바꾼다.

4. 요소 적분에 최소화 방정식을 적용한다.
 5. 요소 적분을 수행하고, 요소 특성 행렬과 벡터를 구한다.
- 범함수(functional) $I(T)$ 는 다음과 같다.

$$I(T) = \iiint_v \left[\frac{1}{2} K_x \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \frac{1}{2} K_y \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 + \frac{1}{2} K_z \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)^2 - \frac{1}{2} PT^2 - QT \right] dV + \int_{S_2} \left[\frac{1}{2} \alpha T^2 + \beta T \right] dS \quad (13)$$

여기서, S_2 는 미분 경계조건이 주어진 경계면이다.

2.3.3 요소 방정식의 조합과 전체 방정식의 해

요소 방정식을 조합(assembly)하여 전체 방정식을 구성한다. Assembly 과정은 다음과 같다.

요소 특성 행렬과 벡터의 각 항들은 각각 질점에 대응하는 행 번호와 열 번호를 갖는다. 각 항들을 그 번호에 대응하는 전체 행렬과 벡터 항에 더해 나간다. 모든 요소가 전체 방정식에 대입될 때까지 이 과정을 되풀이한다. 구성된 전체 방정식은 다음과 같은 형태이다.

$$[B][T] = [C] \quad (14)$$

여기서, $[B]$ 와 $[C]$ 는 범함수를 최소화하기 위해 요소 범함수를 T 의 node 값으로 미분한 것으로, 적분시, 가우스 구적법(Gauss quadrature)¹⁰⁾으로 수치 적분하였다.

$$[B] = \sum_{e=1}^E [B]^{(e)}, [C] = \sum_{e=1}^E [C]^{(e)} \quad (15)$$

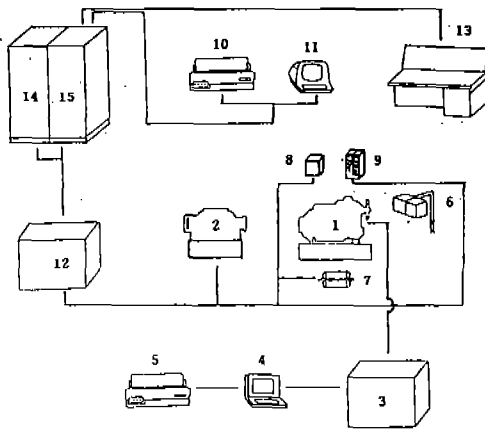
여기서, E 는 전체 요소수이다.

식(14)의 선형 방정식의 해를 구하기 위해 본 연구에서는 밴드 폭을 갖는 Gauss Seidel 반복법(Gauss Seidel method)¹¹⁾을 사용하였다.

3. 실험 장치 및 실험 방법

3.1 실험 장치 및 실험 기기

실험 장치는 기관과 기관 동력계를 기본으로 하



- 1. Test Engine
- 2. E.C. Dynamometer
- 3. Omega Datalogger
- 4. PC
- 5. Printer
- 6. Measuring Sensor Box
- 7. Throttle Actuator
- 8. Cooling Water Controller
- 9. Volumetric Fuel Flowmeter
- 10. Printer
- 11. Monitor
- 12. Signal Junction Box
- 13. Operation Desk with Indicator
- 14. Signal I/O Module
- 15. Auto Controller

Fig.4 Schematic diagram of experimental equipment

Table 1 Specification of experimental engine

engine		specification	
test fuel		GASOLINE	
engine type		L-4 SOHC	
bore(mm)×stroke		86×86	
total displacement(cc)		1998	
compression ratio		8.8	
firing order		1-3-4-2	
ignition timing at idle(BTDC)		10	
valve timing(°)	intake	open	BTDC 23
		close	ABDC 71
	exhaust	open	BBDC 60
		close	ATDC 35
intake valve duration(°)		274	
exhaust valve duration(°)		275	

여 실린더 블록의 온도 측정 장치와 데이터 수집 장치(Data Acquisition)로 구성하였다. 본 실험에 사용된 기관은 수냉식 직렬 4기통 4행정 SOHC 2.0L 기관으로서 가솔린 연료를 사용하여 온도 측정 실험을 수행하였다. Fig.4는 실험 장치의 개략

도를 나타내며, 실험에 사용된 기관 제원을 Table 1에 나타내었다.

실린더 블록을 측정하기 위하여 온도 측정 센서는 304-K-MO-062(Omega K-type Chroma-Alumega 304 Stainless Steel Sheath Thermocouple)을 사용하였다. 기관의 냉각수 유량을 측정하기 위하여 Omega FTB-107/SC-27497 Flowmeter를 사용하였다. 본 실험의 데이터 수집은 Omega Data Logger로 수행되었다.

3.2 실험 방법

Ricardo Technical Data에 의하면, 기관의 열적 안정성은 기관의 냉각수 온도 85~90℃에서 내구 기간중에 가져야 할 기관의 적정 온도 범위로 평가되며, 실린더 블록의 경우 피스톤의 제1링(Top ring region)에서 연소실 벽면에서 깊이 1mm되는 지점에서 흡·배기측은 130~160℃, 사이어미스(siamese)부위는 200~250℃의 범위를 설계 기준의 적정 범위로 설정하고 있다.

본 실험에서는 실린더 블록에 센서를 취부하기 위해 Fig.5(a)와 같이 실린더 블록의 상면상에 각 실린더 보어의 주변으로 흡·배기측 및 사이어미스부위에 블록 상판으로 부터 깊이 5mm, 실린더 벽으로부터 2mm되는 위치에 16개의 홈을 팠다. 이 홈에 Fig.5(b)와 같은 방법으로 열전대를 심고 고온용 주철제 에폭시로 홈을 메꾼다음 24시간동안 상온에서 유지시켜 굳혔다.

실험전에 냉각수 온도가 90℃에 도달하여 안정화가 될 때까지 기관을 3,000rpm의 일정한 속도로 운전시켰다. 냉각수 제어 온도는 기관 출구 온

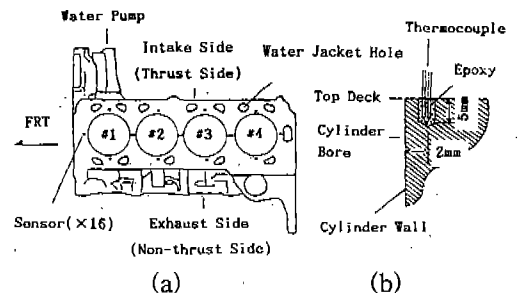


Fig.5 Cylinder block sensor installation

도를 기준으로 하였으며 일정 냉각수 온도하에서 기관 속도를 1,000부터 5,000rpm까지 400rpm 간격으로 증가시켜 나갔다. 냉각수 온도 제어를 위해, 기관 입구 부위에 유량 조절 밸브를 부착하였다. 밸브 제어용 컴퓨터가 기관 출구 냉각수 통로의 온도 센서를 통해 입력된 온도를 감지하고, 온도 변화에 대해 밸브를 제어함으로써, 기관내의 냉각수 온도가 일정하도록 하였다. 임의의 기관 속도에 도달한 후 약 400초 지났을 때를 모든 측정 조건이 안정화가 되었다고 보고 이때의 각 측정값들을 읽어서 기록하였다.⁵⁾

기관의 방열량은 각 기관 회전수에서의 냉각수의 기관 입·출구 온도차와 냉각수 유량을 측정하여 다음식으로 구하였다.

$$Q_{mt} = \rho V_c C_p \Delta T \quad (16)$$

여기서,

- Q_{mt} : 기관 방열량 (kW)
- ρ : 냉각수 밀도 (kg/m^3)
- V_c : 냉각수 유량 (m^3/s)
- C_p : 냉각수 비열 ($\text{kW/kg}^\circ\text{C}$)
- ΔT : 냉각수의 기관 입, 출구 온도차 ($^\circ\text{C}$)

4. 결과 및 고찰

4.1 기관 속도에 의한 영향

본 연구에서는 14,874개의 격자점과 9,117개의

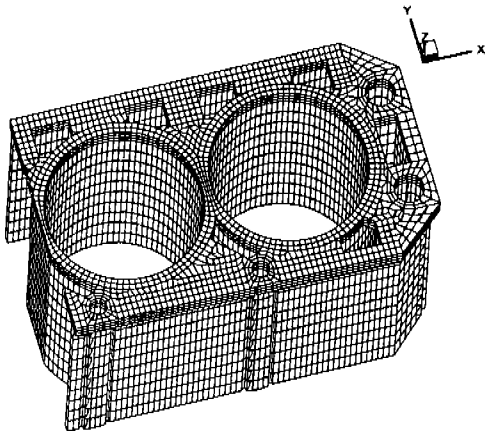
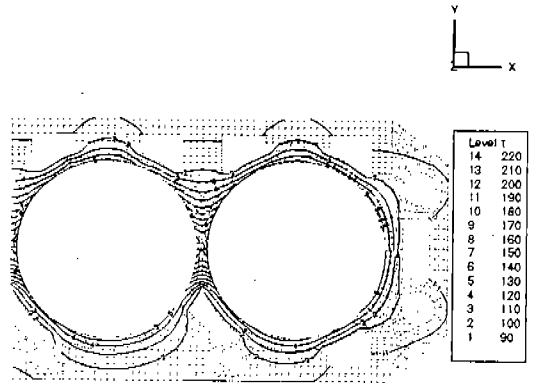


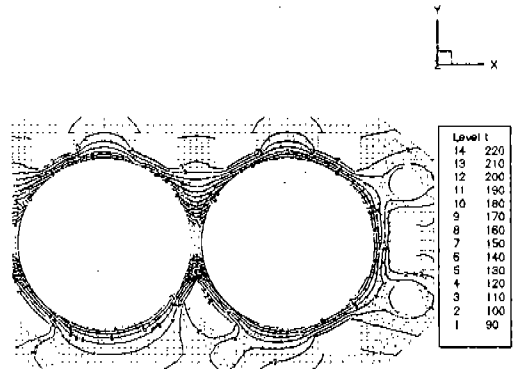
Fig.6 Hexahedron elements for calculation

육면체 요소를 구성하여 모델링하였다. Fig.6은 생성된 육면체 격자를 나타낸 그림이다.

기관 부하 조건을 전부하로 하고, 냉각 수온을 90°C 로 유지하여 기관 속도를 1,000에서 5,000rpm까지 증가시키면서 실린더 블록의 온도 변화를 해석하였다. 수치 해석시 IBM RS 6000을 이용하여 프로그램을 돌렸으며, 기관 속도 한점의 해석에 소요되는 시간은 약 20,000초 정도 소요되었다. Fig.7은 수치 해석으로 구한 실린더 블록 상판의 3, 4번 실린더쪽의 온도 분포를 나타낸다. 수치 해석의 결과는 기관 속도의 증가에 따라, 실린더 보어 주위의 등온선의 배열은 조밀해지고, 온도 구배도 증가하고 있음을 알 수 있다. 실험 결과는 4,200rpm의 경우, 흡기측이 $134\sim 154^\circ\text{C}$,



(a) At 2,200rpm and full load condition



(b) At 4,200rpm and full load condition

Fig.7 Top deck temperature distribution of cylinder block at 4,200rpm and full load condition(#3 and #4 cylinder)

배기측이 146~164℃, 사이어미스 부위가 248~256℃의 온도 분포를 보이고 있는데, 측정점의 온도를 비교한 결과, 해석치가 실험치보다 낮게 예측되어 있음을 알 수 있다. 이는 실린더 블록 내부를 유동하는 냉각수가 유동 과정에서 점진적으로 온도가 올라가서 3, 4번 실린더측의 온도가 가장 높게 나타나, 해석시에는 실린더 블록내의 냉각수 온도를 평균값으로 하여 계산하였기 때문에 2, 3번 실린더측의 온도가 높게 예측되어 나타난 차이로 보인다. 배기측의 온도가 흡기측에 비해 약간 높은 경향을 보이고 있는데 이는 연소 가스가 배기 행정중에 배기구를 통해 배출될 때 전도되는 열의 영향으로 보인다. Fig.8에 전부하 및 일정 냉각 수온 조건하에서의 기관 속도 증가에 따른 실린더 블록의 상판상의 흡·배기측 및 사이어미스 부위의 온도를 실측치와 수치 해석의 결과를 비교하여 나타내었다. 기관 속도의 증가에 따른 온도 변화는 대체적으로 흡기측은 기관 속도의 4차, 배기측은 기관 속도의 2~4차, 사이어미스측은 기관 속도의 2~3차 함수 형태의 완만한 기울기로 증가하는 양상을 보이고 있다.

4.2 기관 부하에 의한 영향

기관 부하조건을 전부하, 75, 50%로 변화시키면서 각각에 대한 기관 속도에 따른 온도를 해석하였다. Fig.9는 75% 및 50% 부하 조건에서 4,200rpm

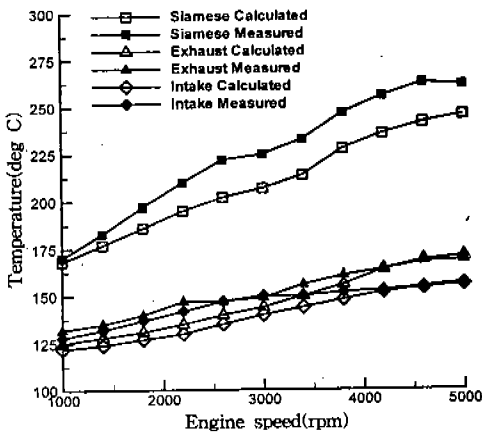
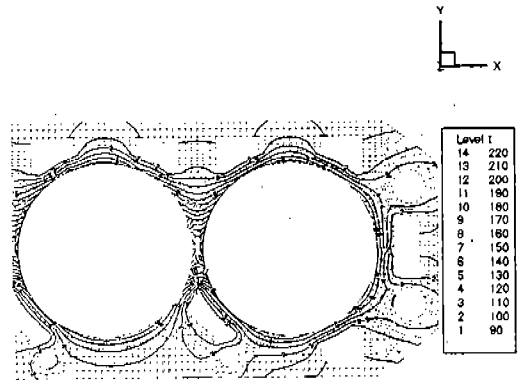
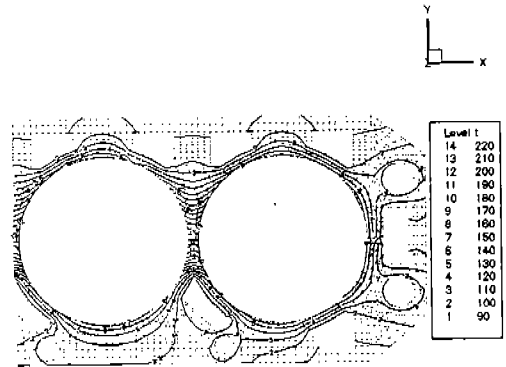


Fig.8 Temperature measured and calculated at each engine speed(#3~4 cylinder)

에서의 실린더 블록의 온도 분포에 대한 수치 해석 결과이며, 등온선의 배열이 전부하시보다 조밀하지 못함을 알 수 있다. 실험 결과는 4,200rpm의 경우, 75% 및 50% 부하 조건에서 각각 흡기측이 123~143℃ 및 114~140℃, 배기측이 134~148℃ 및 122~138℃, 사이어미스 부위가 220~228℃ 및 202~213℃의 온도 분포를 보이고 있다. 부하 조건에 따른 해석치와 실측치를 Fig.10~12에 비교하였다. 기관 속도에 따라 대체적으로 흡기측은 기관 속도의 3~5차, 배기측은 기관 속도의 3~7차, 사이어미스측은 기관 속도의 2~4차 함수 형태의 완만한 기울기로 증가하는 양상을 보이고 있다. 부하별로 온도 변화 폭은 거의 균등하게 증가함을 알 수 있다. 부하가 커질수록 실린더



(a) 75% Load



(b) 50% Load

Fig.9 Top deck temperature distribution of cylinder block at 4,200rpm and 75% and 50% load condition(#3 and #4 cylinder)

간 온도차는 커지며 기관 각 부위의 온도 변화 폭은 사이어미스측이 가장 크게 나타나고 있다.

4.3 냉각 수온에 의한 영향

기관 부하 조건을 전부하로 하고, 냉각 수온을 110℃로 유지하여 기관 속도를 1,000에서 5,000rpm 까지 증가시키면서 실린더 블록의 온도 변화를 해석하였다. 기관의 정상 작동 기간중의 온도는 90℃를 유지하게 되며 기관에 과부하가 걸렸을 때의 온도는 110~115℃에 도달하게 된다. 그러나, 110℃ 이상은 실험에서 과부하를 주기에는 냉각 수온 제어에 문제가 있으므로 본 실험에서는 110℃를 과부하 조건으로 설정하였다. Fig.13은 냉각수 온도가 110℃인 과부하 조건에서 4,200rpm인 경우의 실린더 블록의 온도 분포에 대한 수치 해석 결과이며, 냉각수 온도에 따른 해석치와 실측치를 Fig. 14~16에 비교하였다. 실험 결과는 4,200rpm에서 흡기측이 150~166℃, 배기측이 160~174℃, 사이어미스 부위가 253~262℃의 온도 분포를 보이고 있다. 기관 속도의 증가에 따른 냉각 수온의 변화가 주는 기관 온도에의 영향은 기관 속도에 따라 대체적으로 흡기측은 기관 속도의 3~5차, 배기측은 기관 속도의 3~7차, 사이어미스측은 기관 속도의 2~4차 함수 형태의 완만한 기울기로 증가하는 양상을 보이고 있다. 냉각 수온 증가에 따라 온도 곡선이 전반적으로 비슷한 폭으로 상향 전이되는 양상을 보여주고 있는데, 냉각 수온 1℃

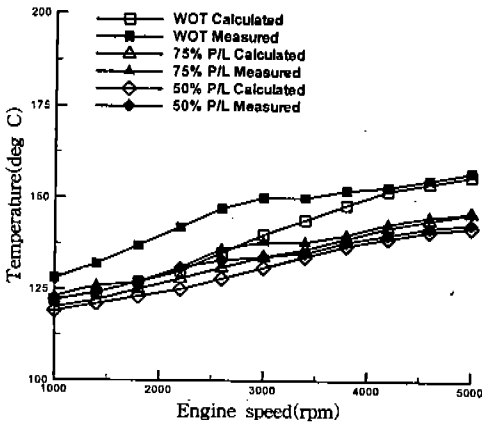


Fig.10 Engine load effect on cylinder block temperature(#3 intake side)

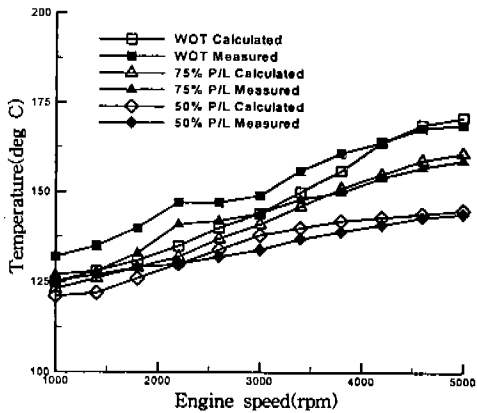


Fig.11 Engine load effect on cylinder block temperature(#3 exhaust side)

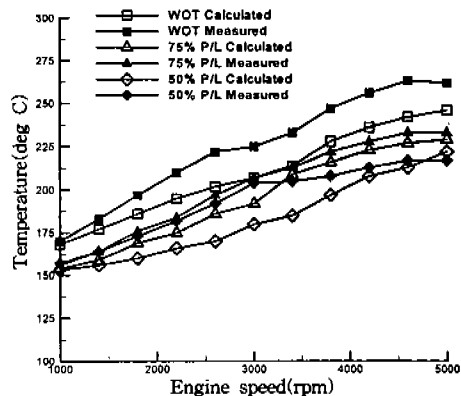


Fig.12 Engine load effect on cylinder block temperature(#3-4 siamese side)

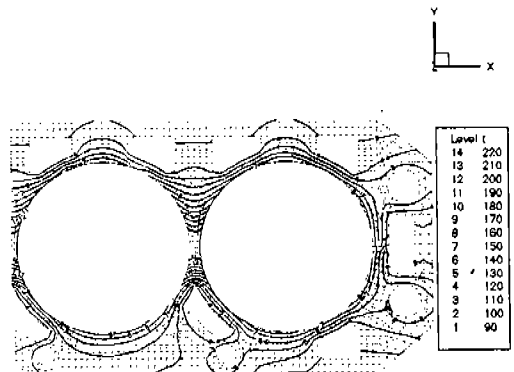


Fig.13 Top deck temperature distribution of cylinder block at 4,200rpm and coolant temperature 110℃(#3 and #4 cylinder)

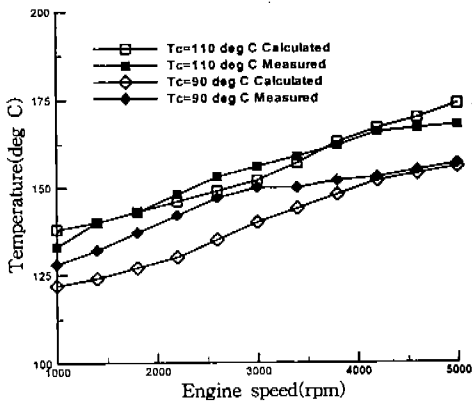


Fig.14 Coolant temperature effect on cylinder block temperature(#3 intake side)

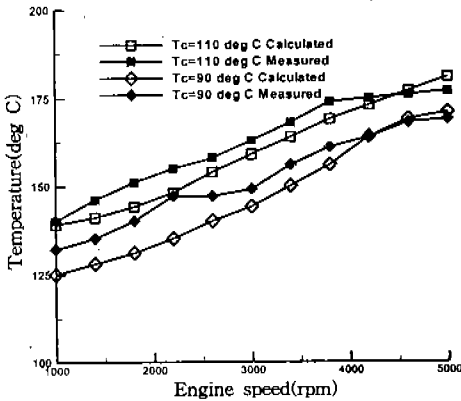


Fig.15 Coolant temperature effect on cylinder block temperature(#3 exhaust side)

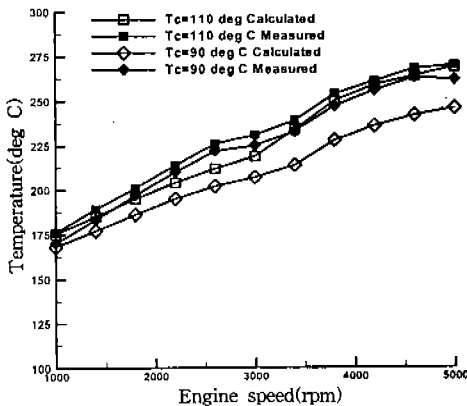


Fig.16 Coolant temperature effect on cylinder block temperature(#3 siamese side)

증가에 따른 온도 증가율은 흡기측이 $0.58^{\circ}\text{C}/^{\circ}\text{C}$, 배기측이 $0.65^{\circ}\text{C}/^{\circ}\text{C}$, 사이어미스가 $0.43^{\circ}\text{C}/^{\circ}\text{C}$ 로 나타났다.

4. 결 론

본 논문에서는 유한 요소법을 이용한 실린더 블록의 온도 분포 예측 프로그램을 사용하여 수냉식 직렬 4기통 4행정 SOHC 가솔린 기관에 대한 실린더 블록의 온도 분포를 예측하였으며, 실측치와 비교한 결과, 최대 오차 12% 범위내에서 일치하였다.

- 1) 실린더 블록의 상판의 온도는 기관 속도 증가에 따라 기관 속도의 2~4차 함수의 형태로 완만하게 증가함을 알 수 있었다.
- 2) 실린더 블록의 상판의 온도는 기관 부하가 100%(WOT) 조건일 때 가장 높은 온도 분포를 보였으며, 각 부하 조건에서의 기관 속도에 따른 온도 곡선은 부하가 증가함에 따라, 기관 속도의 2~7차 함수의 형태로 완만하게 증가하며, 부하간의 변화폭은 거의 동일한 경향을 보였다. 부하가 커질수록 실린더 간 온도차가 커졌으며, 기관 각 부의 온도 변화폭은 사이어미스부가 가장 크게 나타났다.
- 3) 냉각 수온이 증가하는 경우, 기관 속도에 따른 온도 곡선은 일정폭으로 상향 전이 되었으며, 기관 속도의 2~7차 함수 형태로 완만하게 증가함을 알 수 있었다.
- 4) 냉각수 유동 형태 및 기관 표면과 대기사이의 열전달등의 연구가 선행된다면, 이의 수치 해석의 예측 정도가 증가하리라 사료된다.

참 고 문 헌

1. C. C. J. French and K. A. Atkins, "Thermal Loading of a petrol Engine", Proc Instn Mech Engrs, Vol. 187 49/73, pp. 516~573, 1973.
2. W. J. D. Annand, "Heat Transfer in the cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines", Proc Instn Mech

- Engrs, Vol. 177, No. 36, pp. 973~990, 1963.
3. A. Garro and V. Vullo, "Some Considerations on the Evaluation of Thermal Stress in Combustion Engines", SAE 780664, pp. 2536~2592, 1978.
 4. Y. Nozue, H. Satoh and S. Umetani, "Thermal Stress and Strength Prediction of Diesel Engine Cylinder Head", SAE 830148, pp. 1~12, 1983.
 5. Chin-Hsiu Li, "Thermal and Mechanical Behavior of an L-4 Engine", SAE 881149, 1988.
 6. 유진석, "엔진 실린더 블록의 온도분포 특성 해석을 위한 프로그램 개발," 한양대학교 대학원, 석사학위논문, 1998.
 7. John B. Heywood, "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGraw-Hill book company, 1988.
 8. Mitsuru Hoshi and Takao Imai, "Introduction of the Thermal Control on the Vehicle Engine(2)", 내연기관 16권 13호, 1977.
 9. J. P. Holman, "Heat Transfer", McGraw-Hill, 6th ed., 1986.
 10. Paul E. Allaire, "Basics of the Finite Element Method", Wm. C. Brown Publishers, pp. 415~419, 1985.
 11. Steven C. Chapra and Raymond P. Canale, "Numerical Methods for Engineers", McGraw-Hill, 2nd ed., 1988.