

〈論 文〉

# 직사각형 환이 부착된 실린더 블럭의 정상 및 비정상 열전도해석

이 건 휘\* · 최 영 돈\*\*

(1990년 4월 4일 접수)

## Analysis of the Steady and Unsteady Heat Conduction in the Cylinder Block Attached with Rectangular Fin

G.H. Lee and Y.D. Choi

**Key Words :** Heat Flux(열 유동), Temperature Distribution(온도 분포), Rectangular Fin(직사각형 환), Turbocharged Gasoline Engine(터보 과급 가솔린 기관)

### Abstract

The temperature distribution and heat flux of the inner cylinder wall of a 4-cycle turbocharged gasoline engine were calculated by a 2-dimensional coordinate transformation. Boundary conditions of the inner wall of the cylinder were taken from the results of diagnostic engine simulations. Results show that the ununiformity of inner wall temperature of the cylinder block can be reduced by a proper choice of the thickness of fin and the distance between two cylinder blocks.

### 기 호 설 명

$A_i$ : 차분 방정식의 계수	$t$ : 시간
$b$ : 차분 방정식의 원천항	$X, Y$ : 직각 좌표계
$C$ : 비열	$XA$ : 실린더 블럭의 내경
$FL$ : 환의 두께	$XC$ : 두실린더 블럭간의 거리
$FT$ : 환의 길이	$YC$ : 실린더 블럭의 외경
$G$ : 비직교 좌표의 수정계수	$Y_i$ : 내 경계면 까지 거리
$H_g$ : 연소가스의 열전달계수	$Y_o$ : 외 경계면 까지의 거리
$H_w$ : 냉각수의 열전달계수	$\rho$ : 실린더 블럭의 밀도
$k$ : 열전도계수	$x, \eta$ : 비직교 좌표계
$S_T$ : 생성항	
$T$ : 절대온도	
$T_b$ : 비등 절대온도	
$T_g$ : 연소가스의 절대온도	
$T_{ow}$ : 실린더 외벽면의 절대온도	
$T_w$ : 냉각수의 절대온도	

### 1. 서 론

터보 과급 가솔린 기관에서 과급화에 따라 연소실 내의 압력과 온도가 높아지게 되면 배기밸브 부근에서 조기 점화 현상이 발생하여 정상 운전이 어렵게 되고 터보과급에 따른 연소 가스의 온도가 상승하여 기관블럭의 온도가 상승하며 열응력에 의한 영구 변형이 일어나 연소 가스가 피스톤 링과 실린

\*정회원, 고려대학교 대학원

\*\*정회원, 고려대학교 공과대학 기계공학과

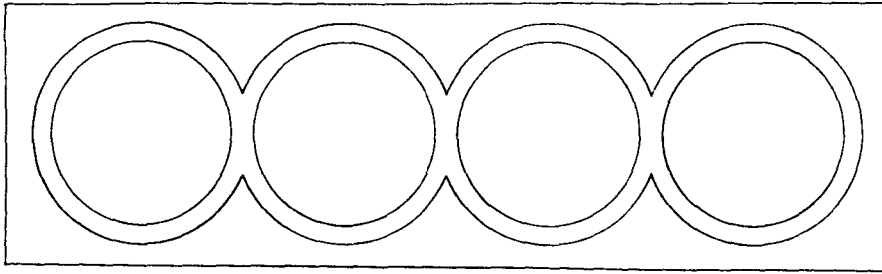


Fig. 1 The schematic drawings in the unified cylinder block

더벽 사이로 누출되어 출력의 감소를 일으키게 되어 성능향상이 목적인 터보과급 본래의 목적을 상실키릴 문제점을 내포하고 있다. 따라서 터보 과급 기관을 설계할 때는 기관의 실린더 블록에 발생하는 열응력을 자세히 고찰해 볼 필요가 있다. 이를 위해서는 실린더 블록의 열전도 해석이 필요하고 실린더 블록의 열전도 해석에서 경계조건을 정확히 주기위해서 냉각수 유로와 실린더 내 유동의 열전달 현상에 대한 규명이 필요하다.

홍<sup>(1)</sup>은 터보 과급기관에서 냉각수 유로의 열전달을 해석하였고 실린더 내벽의 열전달 계수를 측정하였으며 김 등<sup>(2)</sup>은 경계 요소법에 의해 실린더 블록의 3차원 열전도 해석을 통해서 실린더 블록의 온도 분포를 계산하였고 홍<sup>(3)</sup>은 유한 요소법으로 3차원 열전도 해석을 한 바 있다. 그러나 경계 요소법이나 유한 요소법으로 복잡한 형상 구조체의 3차원 열전도 해석을 할 때 전산기 용량등으로 인해 격자의 크기를 작게 자를 수 없기 때문에 전체 온도분포의 형상은 비교적 정확히 예측할 수 있으나 국부적으로 온도가 급격히 변하는 곳에서는 정확한 온도 분포의 예측이 어렵게 된다. 그런데 실제 열응력이 가장 크게 일어날 수 있는 곳은 온도가 급격히 변하는 부분이므로 이러한 부위의 온도를 더 정확히 예측하여 열응력 계산에 기초 자료로 쓰기 위해서는 격자를 작게 자를 수 있는 다른 방법이 필요하다. 이와같은 요구에 가장적합한 방법은 유한 차분법으로 생각된다.

본 연구에서는 기관 실린더 사이의 거리와 기관 블록의 외벽에 부착된 환이 실린더내벽면 온도분포에 미치는 영향을 알아보기 위하여 2차원 정상·비정상 열전도 해석을 하였다. 물론 2차원 열전도 해석 결과는 전 실린더 블록에 적용할 수 있는 것은 아니며 블록의 상단과 하단 부근에서는 적용시키기

어렵고 중간 부근에서만 적용할수 있는 것이지만, 2차원 해석을 통해서 격자의 수를 대단히 많이 늘일 수 있어서 그해의 정확도를 높힐 수 있기 때문에 실린더 사이의 간격과 환의 크기 등이 실린더 내벽면 온도에 미치는 영향, 정상·비정상 해석의 차이점 등을 명확히 규명할 수 있는 잇점이 있어서 본 연구에서 채택하였다. 따라서 본 해석 결과는 전 실린더에 대해서 국부적으로 적용될 수 있는 것이 아니라 전 실린더에서의 값에 대한 평균 값으로 이해되어야 할 것이다.

일반적으로 4사이클 기관에서는 실린더 블록이 서로 접하여 일체가 되면 블록의 크기가 작아져서 마력당 기관의 중량과 부피를 줄일 수 있어 소량화, 경량화를 가능케하여 궁극적으로 연료 소비율을 개선시킬 수가 있다. 그러나 기관 실린더 블록이 Fig. 1에서와 같이 일체형으로 되면 서로 접하는 부위에서 냉각수와외의 접촉 면적이 줄어들므로 냉각수로의 열전달이 원활하지 못하여 접합부의 온도가 상승하게 되며 특히 기관이 이상 연소 등과 같이 정상 상태를 벗어나 운전될 경우와 과급기관에서 연소실의 압력과 온도가 높아질 경우 접합부 근 온도의 과도한 상승은 접합부의 열응력을 증가시켜 실린더 블록의 영구 변형을 발생케하여 피스톤의 스커프(scuffing)현상을 일으키므로 기관 본체에 마모 증대의 위험성이 예상될 뿐 아니라 출력의 감소를 수반하게 하는 등 많은 문제를 발생시킬 소지가 있다.

본 해석에서는 홍<sup>(1)</sup>이 국산 1600cc 가솔린 기관에 대해 실험하여 얻은 결과와 경계요소법 및 기관 성능 진단해석법(diagnostic simulation)<sup>(4)</sup>으로 얻은 경계조건을 이용하여 Fig. 2와 같은 계산 영역을 설정하여 실린더 블록의 2차원 열전도 해석을 수행하였다. 또한 일체형 실린더 블록으로 인한 문

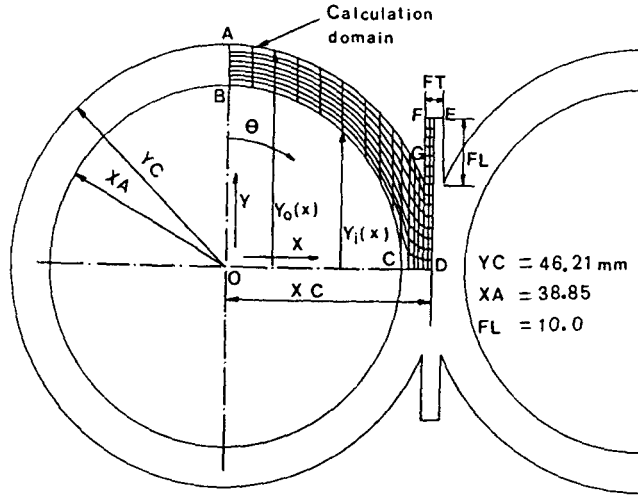


Fig. 2 Grid system on the unified cylinder block

계점의 발생을 예방하고 특히 두개의 실린더 블럭이 인접하고 있는 Fig. 2의 D 부근에서의 열전달을 양호하게하고 이 부근의 온도 상승을 막기 위해 접합부에 실린더의 길이 방향으로 직사각형 환을 부착한 경우에 대해서 비직교 격자망을 구성하고 유한차분법으로 정상 및 비정상 열전도 해석을 수행하여 각각의 경우 환이 실린더 블럭 내벽면 온도와 전열 특성에 미치는 영향을 고찰하였다.

2. 이 론

최근 생산되고 있는 가솔린 기관의 실린더 블럭은 Fig. 1과 같이 4개의 실린더가 일체형으로 부착되어 있는 경우가 많다. Fig. 2에서와 같은 좌표계와 계산 영역을 설정하고 비직교 좌표계를 이용하여 계산 영역을 나눈 후 환의 크기와 두 실린더 블럭간의 거리의 변화가 내벽면 온도와 실린더 벽면의 열저항에 미치는 영향을 알아보기 위한 해석을 하였다.

2.1 지배 방정식

직교 좌표계에서의 열전도 방정식은 식 (1)과 같은데 이 식은 본 해석을 간단히 하기 위해서 실린더 길이 방향의 온도 구배는 반경 방향의 온도 구배에 비해 작다고 가정하여 무시하고 구조체에서 에너지의 발생이 없는 경우에 대한 2차원 열전도 방정식의 형태이다. 실린더 블럭 재료의 열전도 계

수와 비열은 일정하다고 가정하였다. 수치 해석을 수행하기 위해서 이 열전도 방정식을 Spalding과 Muraoka<sup>(5)</sup>등이 배의선체 주위의 난류 유동을 해석하는데 사용한 방법을 이용하여 (X, Y)좌표계에서 (x, η)좌표계로 좌표 변환을 하였다.

$$\rho C m \frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial X} \left( k \frac{\partial T}{\partial X} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left( k \frac{\partial T}{\partial Y} \right) = 0 \quad (1)$$

m=0: 정상 유동

m=1: 비정상 유동

$$\eta = \frac{Y - Y_i(X)}{Y - Y_o(X)} \quad (2)$$

여기서 Yi(X)는 Fig. 2에서 BCD선상에서 OCD선상으로의 수직 거리이며 Yo(X)는 AGFE 선상에서 OCD선상에 내린 수직 거리이다. η를 정의한 식 (2)를 이용하여 열전도 방정식 (1)을 좌표 변환하면 식 (3)과 같다.

$$\rho C m \frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial \eta} \times \left( \frac{k}{(Y_o - Y_i)^2} (1 + G^2) \frac{\partial T}{\partial \eta} \right) = S_r \quad (3)$$

여기서 Sr는 생성항이며 G는 비직교 좌표 수정 계수로서 각각 식 (4)와 (5)로 표시된다.

$$S_r = \frac{k}{(Y_o - Y_i)^2} G \frac{\partial T}{\partial \eta} \frac{\partial G}{\partial \eta} + \frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{G}{Y_o - Y_i} \frac{\partial T}{\partial \eta} \right)$$

$$+ \frac{G}{Y_o - Y_i} \frac{\partial}{\partial \eta} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) \quad (4)$$

$$G = \frac{\partial}{\partial x} (Y_i) - \eta \frac{\partial}{\partial x} (Y_i - Y_o) \quad (5)$$

2.2 경계조건

본 해석에 사용한 경계 조건은 다음과 같다.

- (1)  $\eta=0, x \leq XA$ 에서  
 $T_g = \text{일정}, H_g = \text{일정}$  : 정상 유동  
 $T_g = T_g(t), H_g = H_g(t)$  : 비정상 유동
- (2)  $\eta=0, x > XA$ 에서  $\frac{\partial T}{\partial \eta} = 0$  (대칭 조건)
- (3)  $x=0$ 에서  $\frac{\partial T}{\partial X} = 0$  (대칭조건)
- (4)  $x=XA$ 에서  $\frac{\partial T}{\partial X} = 0$  (대칭조건)
- (5)  $\eta=1$ 에서  
 $T_w = \text{일정}, H_w = H_w(T_{ow})$  : 정상유동  
 $T_w = T_w(t), H_w = H_w(T_{ow})$  : 비정상 유동

위의 경계 조건 (1)은 실린더 내부의 연소가스의 상태를 나타내며 경계 조건 (5)는 실린더 외벽의 냉각수의 상태를 나타낸다. 정상 열전도 해석에서는

- (i) 실린더 외벽면 전체에 걸쳐 비등 현상이 발생할 경우
- (ii) 실린더 외벽면 일부에 걸쳐 비등 현상이 발생할 경우
- (iii) 실린더 외벽면에서 단상 대류 열전달 현상만이 일어날 경우 등으로 나누어 계산하기 위해 실린더 외벽면의 대류 및 비등 열전달 해석 결과를 이용하여 임의로 실린더 내부 연소가스의 온도 및 열전달계수의 값을 Table 1과 같이 취하여 해석하였다. 기관 회전수의 변화에 따른 열전도 해석을 하기 위해 홍<sup>(1)</sup>의 결과를 경계조건으로 사용하였는데 정상 열전도 해석에 사용한 경계 조건은 Table

Table 1 Boundary conditions used in the conduction analysis of the cylinder block

	CASE 1	CASE 2	CASE 3
Gas temperature(K)	927.0	947.0	987.0
Water temperature(K)	317.0	337.0	377.0
Gas heat transfer coefficient (W/m <sup>2</sup> K)	553.87	564.62	630.57

Table 2 Boundary conditions used in the conduction analysis of the cylinder block

	CASE 1	CASE 2	CASE 3	CASE 4
Engine speed (rpm)	1500	2000	2500	3000
Gas temperature (K)	853.99	866.75	902.75	966.79
Water temperature (K)	388.76	388.34	394.34	398.85
Gas heat transfer coefficient (W/m <sup>2</sup> K)	394.28	458.68	628.88	666.27
Equivalence Ratio	0.995	1.006	1.005	1.010
Spark Advance	19	20	20.5	21
Boost pressure (mmHg)	0	0	0	0

2와 같으며 비정상열전도 해석의 경우는 한 사이클을 240으로 나눈 시간을 한 계산 시간 간격으로 하여 해석하였다.

2.3 수치 계산의 방법

비직교 좌표 변환된 열전도 방정식을 검사체적에 대해서 적분하면 아래와 같은 차분 방정식 (6)을 얻을 수 있다. 비정상 열전도 해석의 경우에는 Fully Implicit Scheme<sup>(6)</sup>을 사용하여 차분 방정식을 유도하였다.

$$\begin{aligned}
 A_P T_P &= A_E T_E + A_W T_W + A_N T_N + A_S T_S + b \\
 A_E &= \frac{k}{(\delta x)_n} [\Delta Y_o \Delta \eta]_E, \\
 A_W &= \frac{k}{(\delta x)} [\Delta Y_o \Delta \eta]_W, \\
 A_N &= \frac{k}{(\delta \eta)_n} \left[ \frac{\Delta x}{\Delta Y_o} \right]_P (1 + G^2)_{NP}, \\
 A_S &= \frac{k}{(\delta \eta)_s} \left[ \frac{\Delta x}{\Delta Y_o} \right]_P (1 + G^2)_{SP} \\
 A_P &= A_E + A_W + A_N + K_S + A^o_P \\
 A^o_P &= \frac{\rho C m}{\Delta t} [\Delta \eta \Delta Y_o \Delta x]_P \\
 b &= A^o_P - T^o_P + [\Delta S_T \Delta Y_o \Delta \eta \Delta x]_P
 \end{aligned} \quad (6)$$

이 차분 방정식을 수치 해석하기 위해 Gosman과 Ideriah의 TEACH 프로그램<sup>(7)</sup>을 본 해석에 맞게 수정하여 사용하였다. 본 해석에서는 매회 계산 후 실린더 외벽면과 접촉하고 있는 냉각수가 비등 현상이 일어날 경우 실린더 외벽면의 온도가 비등

온도보다 높지 않도록 하기 위해 식 (7)을 이용하여 냉각수의 열전달 계수를 변화시키는 방법을 사용하였다.

$$(H_w)_{NEW} = \max\{(T_{ow} - T_b), 0\} \cdot \alpha + (H_w)_{OLD} \quad (7)$$

여기서  $\alpha$ 는 수정 계수이다.

수렴여부를 확인하기 위해 차분 방정식 (6)의 양변의 차이를 기준으로 하는 잔류질량 원천항을 이용하였는데 이것은 차분 방정식의 좌변에서 우변을 빼 식 (8)로 계산되며 수렴 조건은 이 값을 사용한 식 (9)로 하였다.

$$R = (A_p - S_p)T_p - (\sum A_{nb} T_{nb} + S_c) \quad (8)$$

$$\sum |R| < C \cdot R_{ref} \quad (9)$$

여기서  $\sum$ 는 모든 격자점에 대한 잔류 원천항을 더하는 것을 의미하며  $R_{ref}$ 는 기준값이고 상수  $C$ 는 보통  $10^{-3}$ 값을 갖는다.

### 3. 결과 및 고찰

본 해석에서는 원의 크기와 두 실린더 블럭간의 거리 및 기관 회전수의 변화가 열전도 특성에 미치는 영향을 알아보기 위해 이 값들을 아래와 같이 변화 시키면서 실린더 블럭의 온도 분포를 해석하였다.

- (1) 원의 두께 [FT: 1.0, 2.0, 3.0, 4.0(mm)]
- (2) 두 실린더 블럭간의 거리 [XC: 41.5, 43.0, 44.5, 46.0(mm)]
- (3) 기관 회전속도 [E.S.: 1500, 2000, 2500, 3000(rpm)]

#### 3.1 정상 열전도 해석

Figs. 3~5는 정상 열전도 해석에서 구해진 실린더 내벽면 온도 분포를 나타낸 그림들이다. 그림에서 원주각도( $\theta$ )를 횡축에 표시했는데 원주각도가 0°인 점은 Fig. 2에서 B점이며, 90°인 점은 D점이다.

Fig. 3은 실린더 내부 가스의 온도가 927K이며 실린더 외부의 냉각수의 온도는 317K인 경우 실린더 블럭 내벽면 온도 분포를 표시한 그림이다. 원이 없는 경우 실린더 블럭 내벽면 온도는 원주각도가 40°부근까지는 거의 일정한 온도를 유지하며 그이상의 원주각도에서는 점증적으로 증가함을 볼 수 있으며 원이 부착된 경우는 원주각도가 40°인

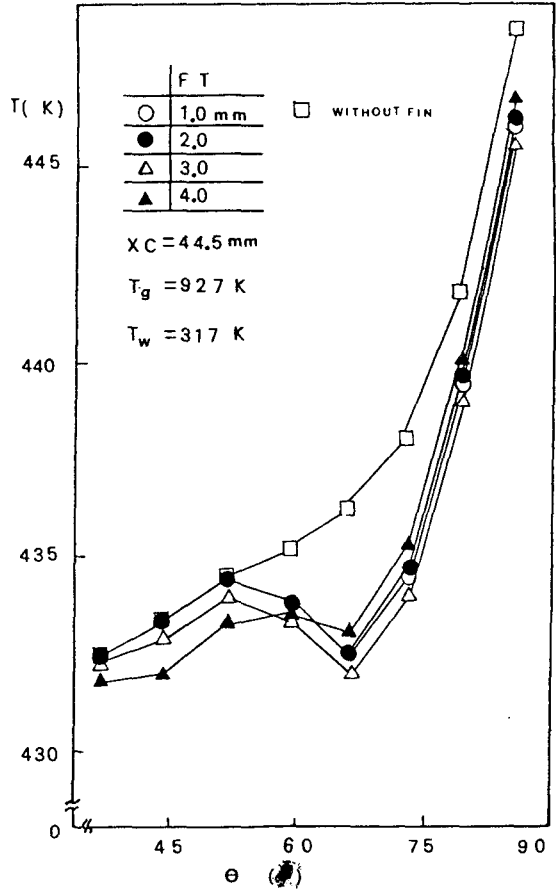


Fig. 3 Variation of the inner wall temperatures of the cylinder with respect to the width of the fin

부근까지는 원이 없는 경우와 마찬가지로 일정한 온도를 유지하다가 그이상의 원주각도에서는 완만하게 증가하나 원주각도가 60°~70°부근에 이르면 일시적인 감소 현상을 보이며 원주각도가 70°이상이 되면 온도가 다시 급격히 상승한다. 원이있는 경우 원주각도가 60°~70°인 부근에서는 일시적인 감소 현상을 보이는데 이는 원의 효과로 인해 열의 전도가 좋아지기 때문이라 생각되어지며 그 이상의 원주각도에서는 원의 유무와 관계없이 온도가 급격히 증가하는데 이는 실린더 블럭이 일체형이어서 실린더가 접하는 부위에서 열전도가 감소하여 일어나는 현상이라고 생각되어진다. 그러므로 실린더 외벽면에 원을 부착시키면 원주각도가 60°~70°인 부근에서 부분적으로 열전도를 양호하게 함으로써 실린더 내벽면의 온도가 가장 높게 나타나는 원주

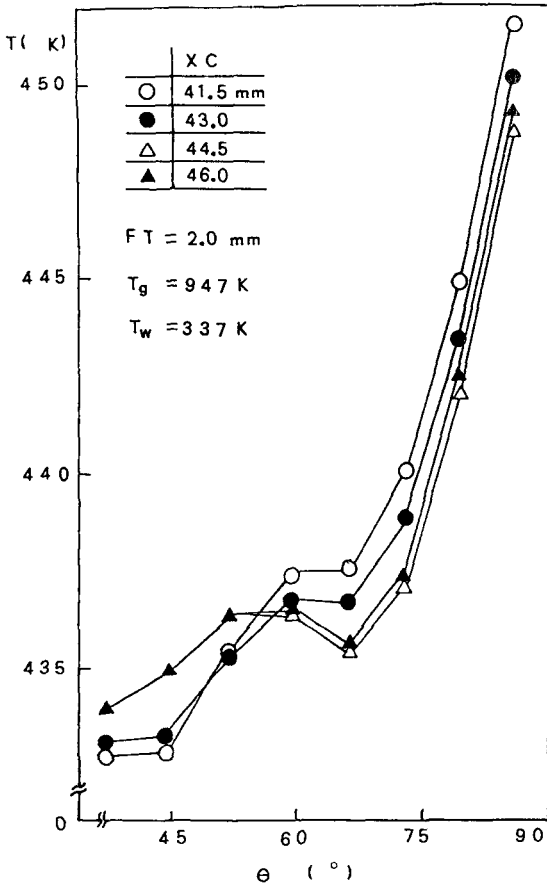


Fig. 4 Variation of the inner wall temperatures of the cylinder with respect to the distance between the cylinder

각도가 90°인 부근에서의 온도를 다소 낮출 수 있는 효과를 얻을 수 있다고 생각되어진다.

Fig. 3과 4에서 볼 수 있는 바와 같이 환의 두께 (FT)와 두 실린더 블록간의 거리(XC)에 따라 온도 분포가 달라지는데 특히 최고온도가 2~3°K의 차가 나타남을 알 수 있다.

Fig. 5는 기관 회전 속도의 변화에 따른 실린더 내벽면 온도 분포인데 기관 회전속도가 2000rpm에서 2500rpm으로 변할 때 온도 변화가 가장 심하게 나타남을 볼 수 있는데 이는 본 해석에 사용한 경계 조건이 기관 회전 속도가 2000rpm에서 2500rpm으로 변할 때 실린더 내부 가스의 온도와 열전달 계수가 가장 심하게 변화된 현상을 반영한 것이다. 이와같은 정상 열전도 해석에 의한 결과로 각각의 경우 실린더 내벽면온도차는 약 15~20°K가 됨을

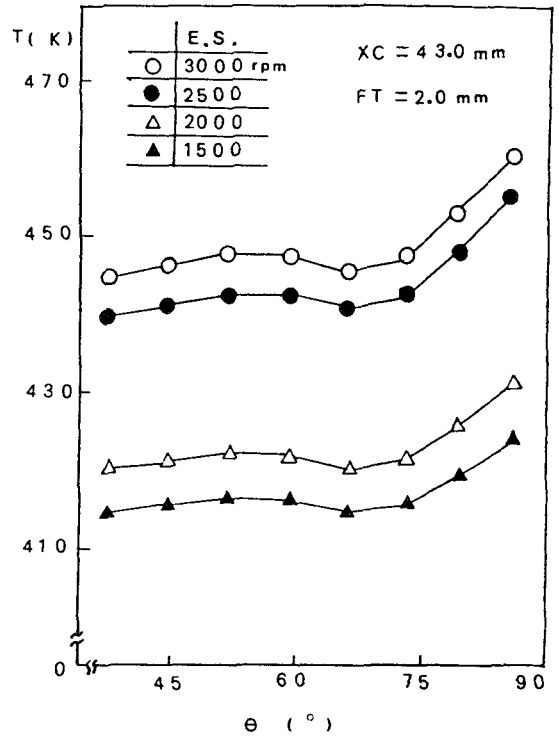


Fig. 5 Variation of the inner wall temperatures of the cylinder with respect to engine speed

볼 수 있다.

Fig. 6과 7은 원주 각도가 90°인 부근에서 나타나는 실린더 내벽면 최고온도가 본해석에 취한 조건에 따라 어떻게 변하는 가를 보여주는 그림이다. Fig. 6은 실린더외벽면의 일부에 걸쳐 비등현상이 일어나는 경우로 실린더 내부 가스의 온도는 947K이고 실린더 외부의 냉각수의 온도는 337K이다. 환이 없는 경우는 실린더 블록간의 거리가 증가함에 따라 실린더 내벽면의 최고온도는 감소하며 환의 두께가 3mm이하이면 두 실린더 블록간의 거리가 44.5mm일 때 가장 낮은 최고온도를 나타내며 환의 두께가 4mm이면 환이 없는 경우와 마찬가지로 두 실린더 블록 간의 거리가 증가함에 따라 최고온도는 낮아진다. Fig. 7은 실린더 외벽면 전체에 걸쳐 비등현상이 일어나는 경우로 실린더 내부 가스의 온도는 987K이며 실린더 외부의 냉각수의 온도는 377K이다. 환이 없는 경우는 두 실린더 블록간의 거리가 증가함에 따라 실린더 내벽면의 최고온도는 감소하며 환의 두께가 3mm이하이면 두 실린더 블록간의 거리가 43.0mm일 때 환의 두께가

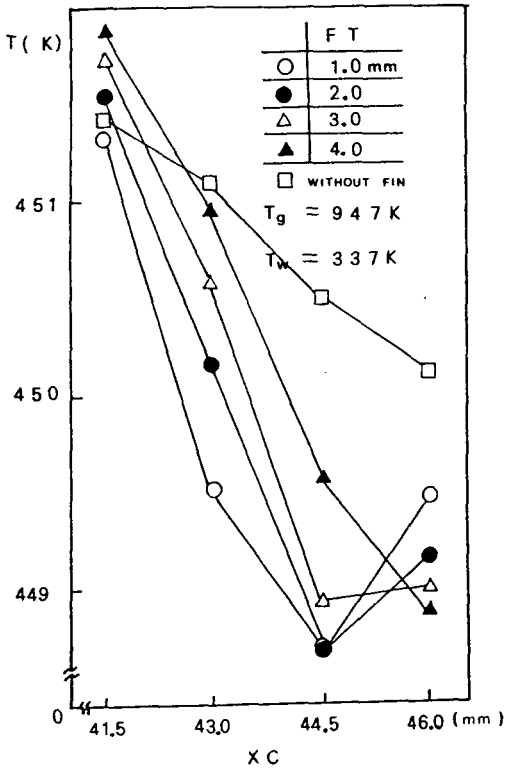


Fig. 6 Maximum temperatures of the inner wall of the cylinder with respect to the distance between the cylinders

4mm이면 두 실린더 블럭간의 거리가 44.5mm일 때 실린더 내벽면 최고온도는 상대적으로 낮게 나타남을 알 수 있다. 그러므로 실린더 외벽면 전체에 걸쳐 비등현상이 일어나는 실린더 블럭의 상부는 원의 두께를 3mm이하로 하고 일부에 걸쳐 비등현상이 일어나는 실린더 블럭의 하부에서는 원의 두께를 3mm이상으로 하는 것이 접합부의 실린더 블럭의 열응력을 감소시키는데 도움이 된다고 생각되어진다.

3.2 비정상 열전도 해석

실린더 내부의 연소 가스는 한 사이클을 주기로 연소 가스의 온도와 열전달 계수가 아주 심하게 변화한다. Fig. 8과 9는 한 사이클을 240개의 시간 간격으로 나누어 비정상 열전도 해석으로 얻어진 결과에서 실린더 내벽면 온도가 가장 높게 나타나는 순간의 실린더 내벽면 온도분포를 나타낸 그림들이다. 실린더 내벽면 온도는 원주각도가 50°부근

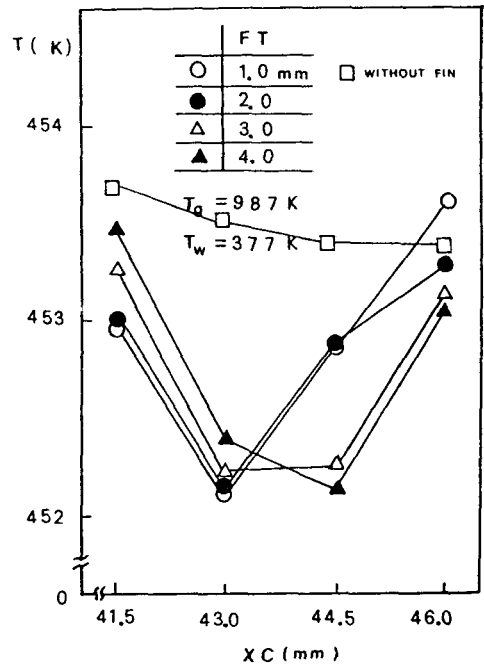


Fig. 7 Maximum temperatures of the inner wall of the cylinder with respect to the distance between the cylinders

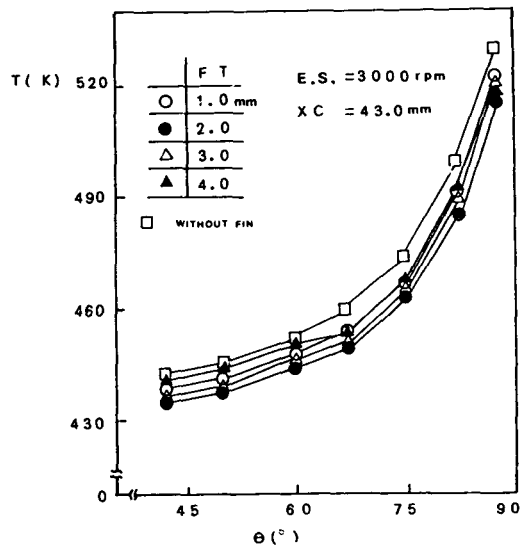


Fig. 8 Variation of the inner wall temperatures of the cylinder with respect to the width of the fin

까지 일정하게 나타나며 그 이상이 되면 완만히 증가하고 원주각도가 70°이후에는 급격히 상승함을 볼 수 있으며 원이 없는 경우에 비해 최고 15K의

차가나는 것을 알 수 있다. Fig. 8은 기관 회전수가 3000rpm이고 두 실린더 블럭간의 거리가 43.0 mm인 경우의 실린더 내벽면 온도 분포인데 환의 두께에 따라 최고온도는 약 10K이상의 변화가 나타나며 최저온도와의 차는 약 80K이다.

Fig. 9는 기관 회전수가 1500rpm이고 환의 두께가 4mm인 경우 두 실린더 블럭간의 거리에 따른 실린더 내벽면 온도분포를 나타낸 그림인데 최고온도는 450K이상이 되고 두 실린더 블럭간의 거리에 따라 약 4K의 차가 나타나며 최저온도와의 차는 35K이상이 된다. 최고온도와 최저온도의 차는 정상 열전도 해석 결과에서는 기관 회전수의 변화에 따라 거의 변화가 없이 15~20K 정도였으나 비정상 해석 결과에서 30~80K로 높아짐을 알 수 있다.

Fig. 10은 한 사이클 동안 실린더 내벽면의 온도변화를 나타내는 그림인데 실선은 원주각도가 90°인 곳의 실린더 벽면의 온도이며 일점쇄선은 원주각도가 0°인 점에서의 온도를 나타내며 점선은

각 크랭크각도에서 실린더 내벽면의 평균온도를 나타내고 있다. 한 사이클내에서 최고온도는 폭발 행정이 일어나는 크랭크각이 180°인 부근에서 가장

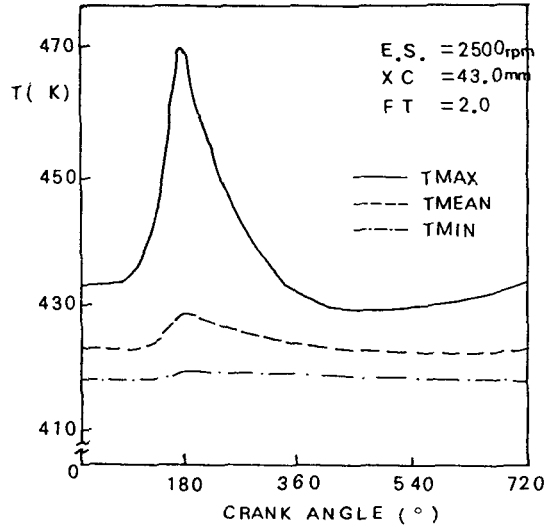


Fig. 10 Variation of the inner wall temperatures of the cylinder with respect to crank angle

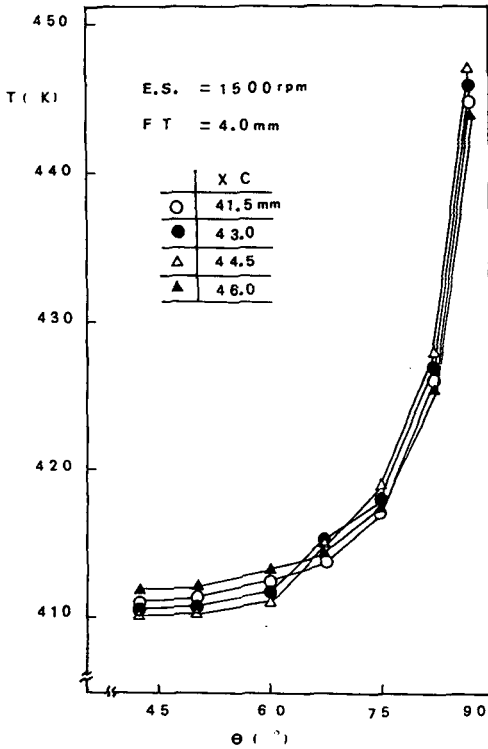


Fig. 9 Variation of the inner wall temperatures of the cylinder with respect to the distance between the cylinders

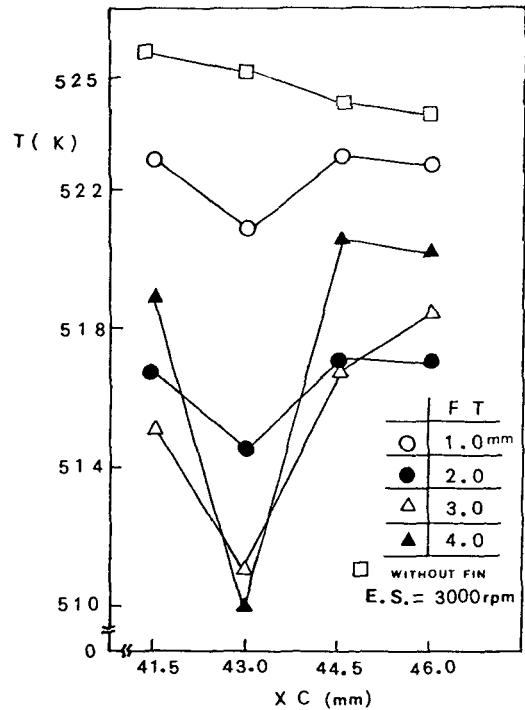


Fig. 11 Maximum temperatures of the inner wall of the cylinder with respect to the distance between the cylinders



높은 값을 가지며 크랭크각이 540° 부근에서 가장 낮은 값을 갖는데 이때는 흡기행정이 일어나는 때이다. 그리고 한 사이클 중 최고온도의 차는 약 50 K, 평균온도의 차는 약 8K이며 최저온도의 차는 약 2~3K가 됨을 알 수 있다.

Fig. 11은 기관 회전수가 3000rpm인 경우 환의 두께의 변화와 두 실린더 블럭간의 거리의 변화에 따른 한 사이클중 실린더 내벽면의 최고온도의 변화를 나타낸 그림이다. 환이 없거나 얇을 경우 실린더 블럭 간의 거리에 따라 그 변화는 작으며, 두 실린더 블럭 간의 거리가 43.0mm일 때 환의 두께의 변화에 따라 온도 변화가 가장 뚜렷하다. 본 해석에서 사용한 두 조건의 변화에 따른 최고 온도의 변화는 약 7~12K에 이르며 이 때문에 적절한 환의 크기와 이에 상응하는 실린더 블럭간의 거리를 선택해서 실린더 블럭을 설계하면 접합부의 열응력을 크게 감소시킬 수 있으리라 예상되어진다.

Fig. 12는 정상 열전도 해석과 비정상 열전도 해석의 결과를 명료하게 비교할 수 있는 그림으로 비정상 열전도 해석의 결과로서 표시된 부분은 한 사이클중 실린더 내벽면의 최고온도와 최저온도를 표

시한 것이다. 그림에서 볼 수 있는 바와 같이 정상 열전도 해석의 경우는 기관회전수가 변화하여 연소가스의 온도와 열전도 계수가 변화하여도 최고온도와 최저온도의 차는 15~20K로 거의 변하지 않으나 비정상 열전도 해석결과는 기관 회전수의 증가에 따라 한 사이클중 최고온도의 차는 50~80K까지 변화하는 것을 볼 수 있다. 이와같이 정상 열전도 해석 결과와 비정상 열전도 해석 결과의 비교는 국부적인 온도분포에서 큰 차이를 나타내며 이 현상은 열응력 계산에도 큰 차이를 일으킬 것으로 생각되어 기관 구조체의 열응력을 해석할 때 정상 열전도 해석결과로 얻어진 온도분포를 이용할 경우 전체적인 열응력 분포는 비교적 정확히 예측할 수 있으나 국부적으로 열응력이 크게 변하는 부위에서의 그 예측이 부정확해지므로 비정상 열전달 해석을 해야될 것으로 생각된다.

4. 결 론

가출된 기관의 실린더 블럭을 비교적 격자망을 구성하여 열전도 해석을 한 결과 다음과 같은 국부적인 열전도 특성을 확인하였다.

(1) 본 해석의 조건에서 연소가스의 온도와 열전도 계수의 변화에 따라 일체형 실린더블럭 내벽면의 온도차는 정상 열전도 해석의 경우 15~20K이고, 비정상 열전도 해석의 경우는 40~80K이다. 일체형 실린더 블럭의 내벽면 최고온도는 450~520 K이며 최저온도는 405~440K이다.

(2) 비정상 해석 결과로서 한 사이클 동안 실린더 내벽면의 최고온도는 크랭크각이 180° 부근에서 나타나며 또 평균온도의 최고값은 그 보다 약 10° 정도 늦게 나타난다. 한 사이클동안 실린더 내벽면의 최고온도의 변화 폭은 40~45K이며 기관 회전수증가의 영향이 적으며 평균온도의 변화폭은 5~8 K이다.

(3) 본 해석 조건에서 정상 열전도 해석의 경우는 실린더 블럭의 외벽면에서 일부비등현상이 일어나거나 또는 전혀 비등현상이 일어나지 않는 경우에는 실린더 블럭간의 거리가 44.5mm이고 환의 두께가 3.0mm인 경우 실린더 블럭 내벽면의 최고온도가 가장 낮아지며 비정상 열전도 해석의 경우는 기관 회전속도가 1500, 2000, 3000rpm에서는 두 실린더 블럭간의 거리가 43.0mm일 때 그리고 기관회전속도가 2500rpm일 때는 실린더 블럭간의

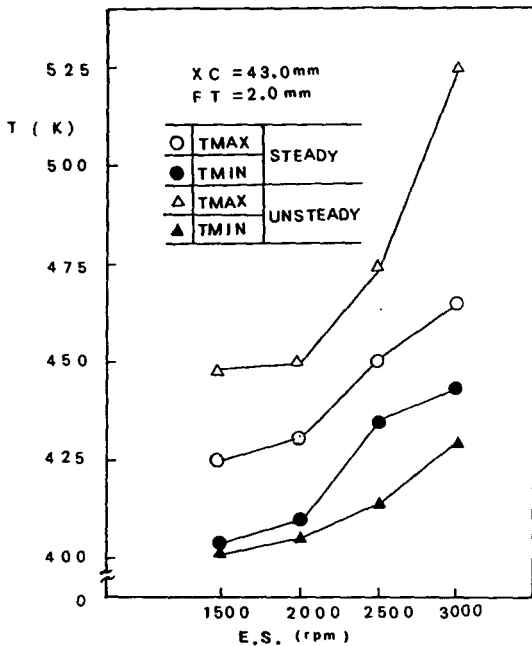


Fig. 12 Variation of the inner wall temperatures of the cylinder block with respect to engine speed

거리가 44.5mm일 때 실린더 내벽면의 최고온도가 낮아진다. 환이 없는 경우는 환이 있는 경우에 비해 실린더 내벽면 최고 온도가 항상 높게 나타나며 두 실린더 블럭간의 거리에 따라 적당한 크기의 환을 부착시킴으로써 일체형 실린더블럭의 열용력을 감소시킬 수 있다고 예측된다.

### 참 고 문 헌

- (1) 홍진관, 1988, "터보 과급 가솔린 기관의 열전달에 관한 연구", 고려대학교 박사 학위 논문.
- (2) 김은태, 최영돈, 1989, "경계요소법에 의한 실린더 블럭의 열전도 해석", 대한기계학회논문집, 제13권, 제4호, pp. 739~752.
- (3) 홍대회, 1987, "기관 실린더 블럭 및 피스톤의 열적 거동에 관한 연구", 고려대학교 석사 학위 논문.
- (4) Annand, W.J.D., 1963, "Heat Transfer in the Cylinder of Reciprocating Internal Combustion Engines", Proc. Inst. Mech. Engrs., Vol. 177, No. 36.
- (5) Spalding and Muraoka, K. 1983, "A Comparison between the Parabolic and Partially Parabolic Solution Procedures for 3-D Turbulent Flow around Ship Hulls", Numerical Prediction of Flow Heat Transfer and Combustion, pp. 315~324, Pergamon Press.
- (6) Patankar, S.V. and Baliga, B.R., 1978, "A New Finite Difference Scheme for Parabolic Differential Equations", Numerical Heat Transfer, Vol. 1, p. 27.
- (7) Gosman, A.D. and Ideriah, F.J.K., 1976, "TEACH-2E: A General Computer Program for 2-D Turbulent Recirculating Flow", Dept., Mech. Eng., Imperial Collage, London.