

## 경계요소법에 의한 터보과급 가솔린기관 실린더블럭의 열전도 해석

### Analysis of Heat Conduction of Cylinder Block of Turbocharged Gasoline Engine by Boundary Element Method

김 은 태\*, 최 영 돈\*\*, 홍 진 관\*\*\*  
E.T. Kim, Y.D. Choi, J.K. Hong

#### ABSTRACT

In this study, steady state heat conduction problems of the cylinder block of turbocharged gasoline engine were solved by the boundary element method. Surface of the cylinder block was divided by the triangular cells with constant potential.

Temperature distribution, effective heat transfer coefficient of the cylinder block were investigated with variation of equivalence ratio, engine speed and boost pressure.

The results show that maximum temperature of cylinder block increase rapidly with increasing engine speed and boost pressure. The monolithic structure of cylinder block results in severe inhomogeneity of inner wall temperature at the high engine speed and boost pressure.

#### 기 호 설 명

$A$  : 냉각수 유로의 단면적  
 $C_o$  : 관다발이 없을 때 냉각수의 평균속도  
 $C_p$  : 관다발이 있을 때 냉각수의 평균속도  
 $C_{pf}$  : 물의 정압비열  
 $D$  : 실린더의 외경  
 $D_c$  : 냉각수 유로의 등가직경  
 $f$  : 열원계수(Heat Source Factor), 단위 체  
 적당의 열발생율  
 $f_A^*$  : 관배열계수(Tube Arrangement Factor)  
 $h$  : 경계벽면의 열전달계수  
 $h_{fo}$  : 냉각수 유로의 단상 대류열전달계수

$K$  : 열전도계수  
 $K_{ij}$  : 열전도계수 텐서  
 $L$  : Overflow Length  
 $n$  : 방향 벡터  
 $Nu$  : 누셀트수  
 $Nu_{Lam}$  : 층류유동에서의 누셀트수  
 $Nu_{Tur}$  : 난류유동에서의 누셀트수  
 $P$  : 냉각수의 압력  
 $Pr$  : 프란틀수  
 $q$  : 단위시간 단위면적당의 열유량  
 $\bar{q}$  : 가상 열유속  
 $q^*$  : 가중함수의 도함수  
 $Re$  : 레이놀즈수

\* 고려대학교 대학원 기계공학과  
 \*\* 정회원, 고려대학교 기계공학과  
 \*\*\* 정회원, 대우자동차(주) 기술연구소

- $T$  : 온도  
 $\bar{T}$  : 가상온도  
 $T^*$  : 가중함수(Weighting Function)  
 $T_{fi}$  : 냉각수의 유입온도  
 $T_{fo}$  : 냉각수의 유출온도  
 $T_{wf}$  : 연소실 외벽면 온도  
 $T_{SAT}$  : 냉각수의 포화온도  
 $U$  : 냉각수의 평균유속  
 $U_{overall}$  : 총체 열전달계수  
 $Z$  : 실린더 보어의 수  
 $Z_{DCA}$  : 피스톤이 하사점에 있을 때 피스톤의 상단에서 냉각수 유입 기준점까지의 거리  
 $Z_{FDB}$  : 완전 발달된 비등이 일어나는 곳에서 유입 기준점까지의 거리  
 <그리스 문자>  
 $\delta_{ij}$  : Kronecker Delta  
 $\Gamma$  : 경계 영역  
 $\Omega$  : 전체 영역  
 $\rho$  : 재료의 밀도  
 $\rho_f$  : 냉각수의 밀도  
 $\phi$  : 당량비  
 $\phi_h$  : 내벽면 기준 열유속  
 $\phi'_h$  : 외벽면 기준 열유속  
 $\varphi$  : 관배열에 관련된 함수  
 $\Delta_i$  : Dirac Delta Function  
 $\alpha_g$  : 연소실 내벽면의 평균 대류열전달계수  
 $\alpha_k$  : 연소실 벽체의 평균 등가열전달계수  
 <하첨자>  
 $c$  : 실린더  
 $f$  : 냉각수  
 $i$  : 냉각수로 입구  
 $o$  : 냉각수로 출구  
 $w$  : 벽면

## 1. 서 론

내연기관의 구조에 관한 연구는 기관의 경량화, 고출력화, 효율증대 및 고속화 등의 시대적 요구에 부응하여 계속적인 연구가 되어 왔으며 특히 고온과 고압에 직접 노출되는 실린더 블럭, 헤드, 피스톤 및 밸브 등의 열전

달 특성에 관한 연구가 증가되고 있다.<sup>1-6)</sup>

터보과급기관은 배기량 또는 회전속도의 증가없이 기관의 출력을 증가시킬 수 있으며 마력당 기관의 중량과 부피가 작아져 소형화, 경량화를 가능케하며 연료소비율이 개선될 수 있어서 중·저속기관을 중심으로 널리 보급되어 왔으나 최근에는 승용차용 가솔린 기관도 터보과급하는 경향으로 가고 있어서 이에 관한 연구가 요구되고 있다.

터보과급 가솔린 기관 개발에 필요한 기초 연구 중에서 가장 중요한 것의 하나는 기관 구조체의 열전도 해석에 관한 연구와 열응력 해석에 관한 연구이다. 왜냐하면 초기 기관개발단계에서 가장 문제가 되는 것은 터보과급에 따라 연소가스 온도가 상승하고 그에 따른 열응력이 기관 구조체를 영구 변형시키거나 파괴시키는 예가 자주 발생하기 때문이다.

엔진 구조체와 같은 복잡한 형상에서의 열전도해석이나 열응력해석에서는 유한요소법이 널리 사용되어 왔다. 이 유한요소법은 비교적 해가 정확하지만 기하학적으로 복잡한 구조체의 해석을 수행할 경우 격자망 구성에 많은 시간과 노력이 소요되며 격자점 이외 영역의 해는 구할 수 없는 단점이 있다. 복잡한 구조체의 해석을 더 효율적으로 수행하기 위해서는 격자 구조 구성에 시간이 적게 들고 같은 정확도를 얻는데 소요되는 전산시간이 적게 드는 새로운 해석법의 적용을 필요로 하고있다.

복잡한 형상의 열전도해석에서 유한요소법보다 해석이 편리하고 정확도는 유한요소법과 거의 같은 방법의 하나로 경계요소법이 있다. 이 방법에서는 구조체 내부를 요소로 나누지 않고 경계만을 요소로 나누며 구조체 내부를 요소로 나누는 대신 Green 함수를 사용하여 적분하는 방법을 사용한다.

본 연구에서는 터보과급 가솔린기관 실린더 블럭의 열전도해석을 경계요소법(Boundary Element Method)으로 행하였다.

과거의 경계요소법에 의한 열전도해석은 대부분 2차원 형상에 대한 해석이었고,<sup>7,8)</sup> 3차원 물체에 대한 해석은 극히 드물다. 따라서 본 연구는 복잡한 3차원 물체의 열전도해석

을 경계요소법으로 행하였는데 의의가 있다.

홍<sup>3)</sup>은 한 실린더블럭의 1/4만을 택하여 열전도문제를 유한요소법으로 수치해석한 바 있다. 그러나 실린더블럭은 기하학적으로 완전한 대칭을 이루지 못하고, 화염면이 접촉되는 양상이 비대칭이어서 온도분포 및 열유속 분포 등이 비대칭이 될 것으로 예상되어 본 해석에서는 한 실린더 블럭 전체를 해석영역으로 하였다.

해석에 사용된 기관은 국산 승용차용 1,600 cc 4기통 4사이클 기관이었다. 기관 사이클 시뮬레이션 결과와 기관의 열전달실험에서 얻어진 결과<sup>4,5)</sup>를 경계조건으로 이용하여 실린더 블럭의 온도분포 및 전열특성 등을 기관회전속도, 당량비, 과급압력 등을 변화시키며 계산하여 그 결과를 고찰하였다.

## 2. 이론 해석

### 2.1 지배방정식

본 해석에서 실린더 블럭의 3차원 열전도 해석을 위해 사용한 경계요소법의 지배방정식들은 다음과 같다.

표면  $\Gamma$ 에 의해 둘러싸인 일반적인 비등방성 재료의 영역  $\Omega$ 에서 3차원 지배방정식은

$$(K_{ij} T_{ij})_{,j} + f = \rho C_p \dot{T} \quad (1)$$

여기서  $K_{ij}$ 는 비등방성 재료에 대한 열전도계수이고  $f$ 는 단위 체적당의 열발생율이다. 등방성 재료(Isotropic Material)에서 열전도계수는

$$K_{ij} = K \delta_{ij} \quad (2)$$

이므로 식(1)은

$$KT_{,ii} + f = \rho C_p \dot{T} \quad (3)$$

이 된다. 한편 열유량 벡터  $q_i$ 는 Fourier 법칙에 의해

$$q_i = -K_{ij} T_{,j} \quad (4)$$

이고 등방성 물질에서는

$$q_i = -KT_{,i} \quad (5)$$

가 된다. 정상상태이고 체적 내부에 열원이 없는 경우 식(3)은

$$KT_{,ii} = 0 \quad (6)$$

이 된다.

### 2.2 경계조건

계산영역  $\Omega$ 의 경계면을  $\Gamma$ 라 하고  $\Gamma$ 를 경계조건에 따라  $\Gamma_1, \Gamma_2$ 로 나누면 각 면에서의 경계조건은 다음과 같다.

$$\Gamma_1 \text{에서 } T = \bar{T} \quad (7)$$

$$\Gamma_2 \text{에서 } KT_{,i} + hT = \bar{q} \quad (8)$$

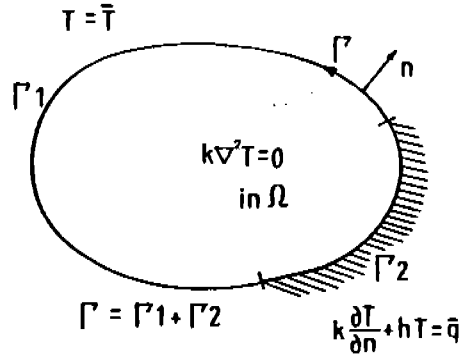


Fig. 1 Illustration of boundary conditions

여기서  $\bar{T}$ 는 경계면에서 주어진 온도이고  $\bar{q}$ 는 주어진 경계면에서 열유속(heat flux)이며  $h$ 는 경계면의 열전달계수이다.

### 2.3 경계요소법의 정식화

본 연구에서 해석한 지배방정식은 식(6)이며 새로운 함수  $T^*$ 로 가중(weighting)하여 전 영역  $\Omega$ 에 대해 적분하면

$$\int_{\Omega} (KT_{,ii}) T^* d\Omega = 0 \quad (9)$$

이 되며 이 식을 부분 적분하고 경계조건 식(7), (8)을 적용하면

$$-\int_{\Omega} KT_{,i} T_{,i}^* d\Omega = \int_{\Gamma_2} \left( K \frac{\partial T}{\partial m} + hT - \bar{q} \right) T^* d\Gamma - \int_{\Gamma_1} (T - \bar{T}) K \frac{\partial T}{\partial m} d\Gamma \quad (10)$$

이 된다. 식(10)을 다시 부분적분하면

$$\begin{aligned}
 -\int_{\Omega} KT(\nabla^2 T^*) d\Omega &= -\int_{r_2} \bar{q} T^* d\Gamma \\
 -\int_{r_1} \left( K \frac{\partial T}{\partial m} + hT \right) T^* d\Gamma &+ \int_{r_2} KT \frac{\partial T^*}{\partial n} d\Gamma \\
 + \int_{r_1} K \bar{T} \frac{\partial T^*}{\partial n} d\Gamma &\quad (11)
 \end{aligned}$$

이 된다. 여기서  $T^*$ 를 임의의 점  $i$ 에, 집중열원  $A_i$ 가 있을 경우 열전도방정식

$$\nabla^2 T^* + A_i = 0 \quad (12)$$

의 해라고 가정하자. 여기서  $A_i$ 는 Dirac Delta 함수이다. 이 식을 식(11)에 대입하여 부분적분하여 정리하면

$$\begin{aligned}
 KT^i - \int_r T q^* d\Gamma &= -\int_r q T^* d\Gamma \\
 - \int_r h T T^* d\Gamma &\quad (13)
 \end{aligned}$$

이 된다. 여기서

$$q^* = -K \frac{\partial T^*}{\partial n}, \quad q = -K \frac{\partial T}{\partial n}$$

이다. 식(13)은 영역 내의 임의의 점에 대하여만 타당하며 경계면에 대하여는 다음과 같이 나타내진다.

$$\begin{aligned}
 C_i K T^i - \int_r T q^* d\Gamma &= -\int_r q T^* d\Gamma \\
 - \int_r h T T^* d\Gamma &\quad (14)
 \end{aligned}$$

경계면을  $N$ 개의 요소로 나누고 식(14)를 경계요소에서의 방정식으로 변환하면

$$\begin{aligned}
 \sum_{j=1}^N \tilde{H}_{ij} T_j - C_i K T^i &= \sum_{j=1}^N G_{ij} q_j + \sum_{j=1}^N h_{ij} G_{ij} T_j \\
 + B_i &\quad (15)
 \end{aligned}$$

이 된다. 여기서

$$\tilde{H}_{ij} = \int_r q^* d\Gamma \quad (16)$$

$$G_{ij} = \int_r T^* d\Gamma \quad (17)$$

이다.

식(15)를 매트릭스형으로 나타내면

$$(H - CG)T = CG \quad (18)$$

이며  $C$ 는 열전달계수를 포함하는 대각행렬 (diagonal matrix)이다.

이 식을 사용하여  $T$ 와  $q$ 를 각 경계면에서 계산한 후 다시 식(18)을 풀면 임의 내부점에서  $T$ 를 계산할 수 있다. 임의 내부점에서  $T$ 를 계산하기 위해 식(18)을 경계요소방정식으로 변환하면 아래와 같다.

$$T^i = -\sum_{j=1}^N q_j G_{ij} + \sum_{j=1}^N T_j \tilde{H}_{ij} - \sum_{j=1}^N h_{ij} G_{ij} T_j \quad (19)$$

윗 식들에서  $\tilde{H}_{ij}$ ,  $G_{ij}$ 는 경계면  $j$ 점이 구조체 내부  $i$ 점에 미치는 영향을 나타내는 함수이다. 본 연구에서는 식(18), (19)를 사용하여 구조체 표면과 내부의 온도분포를 계산한다.

### 3. 해석 모델

#### 3.1 기본 자료

본 해석에서는 국내에서 시판되고 있는 1.600 cc급의 승용차용 자연흡기식 기관에 Garrett 사 제의 T-2 터보과급기를 장착하여 구성된 터보과급기관의 실린더 블럭을 해석모델로 하였다. 아래 Table 1은 터보과급기관의 제원을 나타낸다.

Table 2~Table 4는 본 연구에서 해석한 운전조건을 정리한 표이며 2,500rpm, 당량비 1.001, 점화진각 30.5°, 과급압력 -200mm Hg를 기준으로 하여 기관회전속도, 당량비, 점화진각, 과급압력을 변화시킨 14가지 경우에 대하여 해석하였다.

Table 1. Specification of test engine

Item	4-Cyl-In line-OHC water Cooled
Displacement	1.597cc
Volume	
Bore Stroke	76.9mm × 86mm
Connecting Rod	153.7mm
Length	
Compression Ratio	7.8

Table 2. Operating conditions according to equivalence ratio

Analysis Number	1	2	3	4	5	6
Equivalent ratio	0.801	0.908	1.001	1.100	1.210	1.312
Engine speed (rpm)	2,500	2,500	2,500	2,500	2,500	2,500
Spark advance (BTDC)	19.5	19.5	19.5	19.5	19.5	19.5
Boost pressure (mmHg)	100	100	100	100	100	100

Table 3. Operating condition according to engine speed

Analysis Number	7	8	9	10
Equivalent ratio	0.995	1.006	1.005	1.010
Engine speed (rpm)	1,500	2,000	2,500	3,000
Spark advance (BTDC)	19	20	20.5	21
Boost pressure (mmHg)	0	0	0	0

Table 4. Operating conditions according to boosting pressure

Analysis Number	11	12	13	14
Equivalent ratio	1.001	1.005	1.005	1.013
Engine speed (rpm)	2,500	2,500	2,500	2,500
Spark advance (BTDC)	30.5	20.5	19.0	17.0
Boost pressure (mmHg)	-200	0	100	200

### 3.3 실린더 블록의 열전달 해석 모델

기관 실린더에서의 열전달 현상은 고온의 연소가스로부터 냉각수로의 열전달 현상이 가장 중요하다. 연소가스의 온도와 열전달계수는 기관의 행정에 따라 변하여 비정상 열전달이 일어나 연소가스의 상태변화 주기가 열의 확산 속도보다 빠르기 때문에 연소실 내벽면에서 온도변화에 민감하게 반응하는 층은 아주 얇다.<sup>9)</sup> 따라서 기관의 열전달 해석은 정상상태로 가정하여 온도분포를 구해도 그 해석결과의 오차가 적은 것으로 알려져 있다.<sup>5)</sup> 따라서 본 연구에서는 열전달 상태를 정상상태로 가정하여 열전도해석을 하였으며 연소실 내벽의 경계조건은 사이클 시뮬레이션에서 얻어진 평균값을 사용하였다.<sup>1,5,9)</sup>

Fig. 2는 본 해석에 사용된 실린더 블록의 형태와 규격을 나타내는 도면인데 그림에 표시된 B-B, C-C 절단면에 의해서 이루어진 한 실린더 블록만을 계산영역으로 잡았다. 실

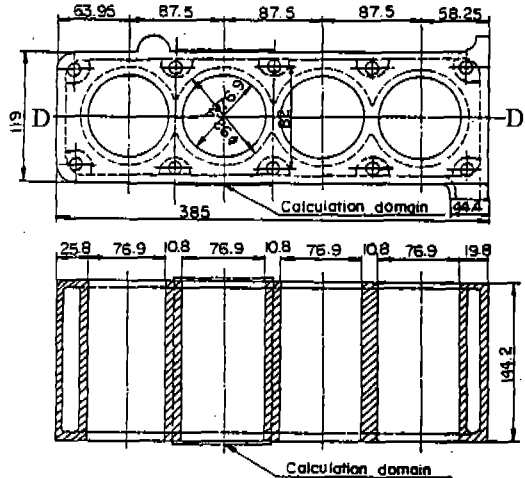


Fig. 2 Geometry of the cylinder block used in the numerical calculation

린더 블록 전체를 계산영역으로 잡을 수도 있으나 그것은 전산용량과 전산시간이 너무 과대하게 소요되기 때문에 한 실린더 블록만을 계산영역으로 잡는 것이다. 계산영역의 3차원

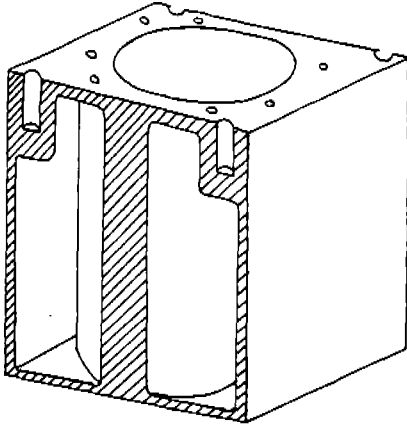


Fig.3 3-dimensional view of the calculation domain of cylinder block

입체도는 Fig.3과 같다.

실린더 블록은 부분적으로 대칭인 구조로 되어 있기 때문에 단면 B-B, C-C를 가로질러 흐르는 열량은 없다고 가정하였으며, 또 실린더 블록에서 가스켓을 통하여 헤드로 흐르는 열량도 무시하였고, 실린더 블록의 밑부분을 통해서 크랭크 케이스로 전도되는 열량도 냉각수로의 전열량에 비해서 적다고 가정하여 무시하였다. 한편 피스톤을 통한 열전달 효과와 피스톤링의 왕복운동에 의한 마찰열도 고려하지 않았다.

3.3 경계조건

본 해석에서 사용한 해석모델에서의 경계조건은

- (1) 연소가스와 접한 면
- (2) 냉각수와 접한 면 중에서 실린더 외벽면
- (3) 냉각수와 접한 면 중에서 실린더 외벽면을 제외한 면

에서의 경계조건으로 크게 나눌 수 있다. 그 외에 공기와 접한 면, 실린더 블록의 피스톤 하사점 밑에 위치한 면의 경계조건 등은 실험에서 측정된 온도나 열유속으로 경계조건을 설정하였다. 본 해석에서 사용한 경계조건의 선정에 대하여 간단히 설명하면 다음과 같다.

- (1) 연소가스와 접한 면

실린더 내벽은 연소가스에 직접 노출되어 있

어서 가장 심한 열부하를 받는다. 연소실 내의 상태를 정확히 예측하기 위해 본 연구에서는 터보과급된 4사이클 스파크 점화기관의 진단해석 시뮬레이션에서 얻어진 결과를<sup>5)</sup> 이용하여 사이클 평균 열전달계수 및 평균온도를 계산하고 이를 연소가스가 접한 내벽에 적용하여 해석하였다.

(2) 냉각수와 접한 면 중에서 실린더 외벽면  
 최와 홍<sup>6)</sup>홍<sup>6)</sup>에 의하면 실린더 외벽면에서는 열유속의 크기에 따라 단상대류열전달(single phase convective heat transfer), 아비등열전달(subcooled boiling heat transfer), 포화비등열전달(saturated subcooled boiling heat transfer)이 일어날 수 있다고 하였다. 본 해석의 경우에는 운전조건에 따라 아비등 영역과 완전발달아비등 영역(fully developed subcooled boiling region)이 발생함을 알 수 있었다. 이때 냉각수와 접한 벽면의 경계조건은 다음과 같은 벽면온도에 대한 실험식으로 주어진다.<sup>10)</sup>

- i) 아비등 영역

$$T_{wf} = T_{SAT} + \frac{20}{Z_{FDB} - Z_{DXA}} e^{-P/62} f(Z) \frac{\rho_f U C_{pf} A}{h_{fo} \phi_h \pi D_c} \quad (20)$$

$$f(Z) = \left[ \phi'_h - h_{fo}(T_{SAT} - T_i) + \frac{h_{fo} \phi_h \pi D_c}{\rho_f U C_{pf} A} Z_{FDB} \right]^{1.25} - \left[ \phi'_h - h_{fo}(T_{SAT} - T_{fl}) + \frac{h_{fo} \phi_h \pi D_c}{\rho_f U C_{pf} A} Z_{DXA} \right]^{1.25} \quad (21)$$

- ii) 완전 발달된 아비등 영역

$$T_{wf} = T_{SAT} + 25 \phi_h'^{0.25} e^{-P/62} \quad (22)$$

윗 식들에서  $T_{SAT}$ 는 냉각수의 포화온도이고,  $Z_{FDB}$ 는 냉각수로 입구에서 완전발달된 아비등이 일어나는 곳까지의 거리,  $Z_{DXA}$ 는 피스톤이 하사점에 있을 때 냉각수로 입구에서 피스톤 상단까지의 거리,  $h_{fo}$ 는 단상 대류열전달계수,  $\phi'_h$ 는 외벽면 기준 열유속,  $\phi_h$ 는 내벽면 기준 열유속,  $A$ 는 냉각수 유로의 단면

적,  $D_c$ 는 냉각수 유로의 등가직경,  $p$ 는 냉각수의 압력이다.

(3) 냉각수와 접한 면 중에서 실린더 외벽면을 제외한 면

냉각수 유로의 단상 대류열전달계수는 Fig. 3과 같은 관다발들 사이의 유동에 대한 열전달계수를 결정하는 식인 Gnielinski<sup>11)</sup> 식을 사용하여 계산하였다.

Gnielinski는 냉각수로의 유동을 Fig.4와 같은 관군 사이를 흐르는 유동으로 간주하여 다음과 같은 누셀트수에 대한 관계식을 제안하였다.

$$Nu = \frac{[0.3 + \sqrt{Nu_{Lam}^2 + Nu_{Tur}^2}](1 + (Z-1)f_A^*)}{Z} \quad (23)$$

$$Nu_{Lam} = 0.664 \sqrt{Re} \sqrt[3]{Pr} \quad (24)$$

$$Nu_{Tur} = \frac{0.37 Re Pr}{1 + 2.443 Re^{-0.1} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (25)$$

여기서  $Z$ 는 실린더 보어의 수이다. 이 식들이 적용될 수 있는 레이놀즈수( $Re \equiv C_\phi L / \nu$ )와 프란틀수의 영역은 각각  $10 < Re < 10^6$ ,  $0.6 < Pr < 10^3$ 이다. 여기서 레이놀즈수를 결정하는데 소요되는 특성길이(Characteristic Length)  $L$ 은 'Overflow Length  $L$ '이라고 하며 실린더 외경  $D$ 에 따라 다음 식으로 결정된다.

$$L = \pi D / 2 \quad (26)$$

또  $Re$ 를 계산하는데 필요한 속도  $C_\phi$ 는 다음과 같이 계산한다.

$$C_\phi = \frac{C_o}{1 - \pi D / 4H} = \frac{C_o}{\phi} \quad (27)$$

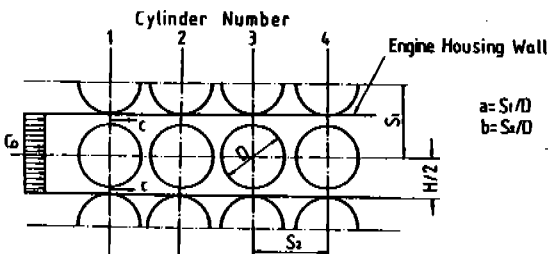


Fig. 4 Fitting of the tube bundle to the geometry of the cooling canal in combustion engine

여기서  $C_o$ 는 Fig.4에서 유입유동의 평균속도이다. 그리고  $f_A^*$ 는 관배열계수로서 다음과 같이 나타내진다.

$$f_A^* = 1 + \frac{0.7[(b/a) - 0.3]}{[(b/a) + 0.7]^2 \phi^{1.5}} \quad (28)$$

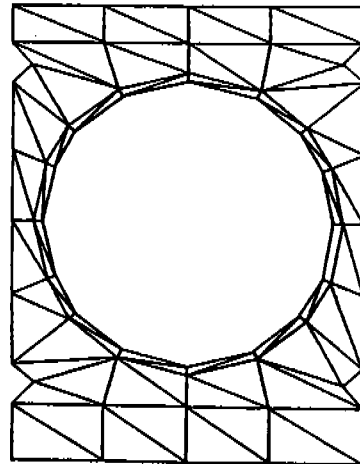
식(27), (28)에서  $\phi$ 는 교배열에 관련된 함수로

$$\phi = 1 - \pi D / 4H \quad (29)$$

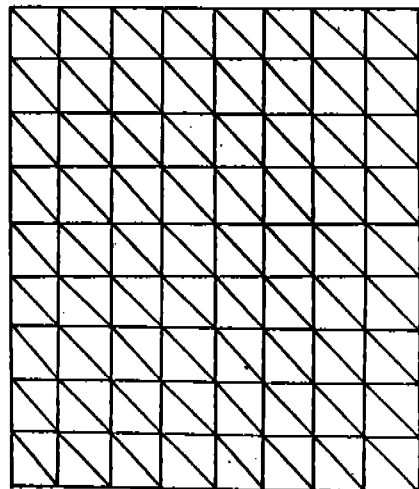
이다.

### 3.4 해석 과정

본 해석에 사용된 경계요소의 수는 1,468개



(a) Upper side



(b) Cylinder block inner side

Fig.5 Mesh generation of the cylinder block

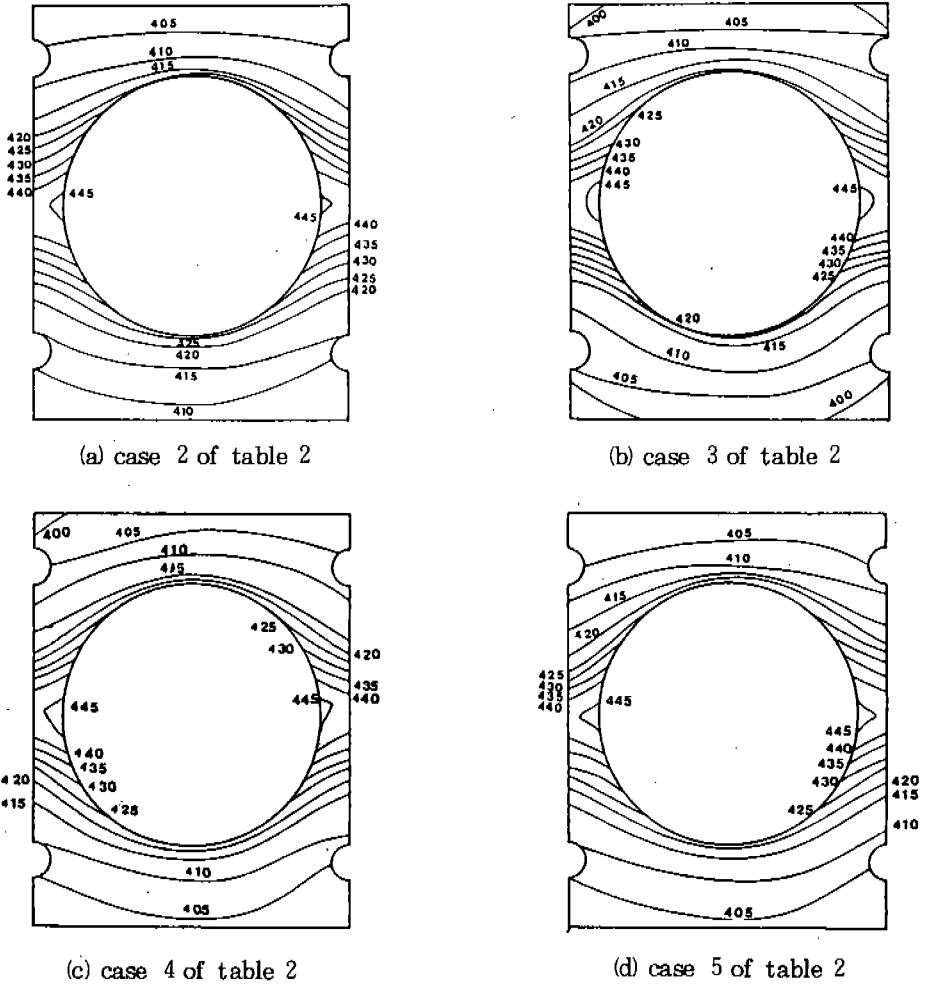


Fig. 6 Temperature distribution on the inner surface of the cylinder block with respect to equivalence ratio

의 삼각형 상수형 요소\*(triangular linear element)로 구성되어 있고 Fig. 5는 실린더 블럭의 상부와 연소실 벽면의 격자 구조망을 도시한 것이다. 본 해석의 계산은 Cray-II 전산기로 계산하였으며 한 경우의 계산시 소요되는 시간은 300초 정도였다.

#### 4. 결과 및 고찰

본 해석에서는 터보과급된 국산 승용차용 1600cc 가솔린 기관 실린더블럭의 열전도해

석을 경계요소법으로 행하여 Table 2에 주어진 14가지의 당량비, 기관회전속도 및 과급압력의 변화에 따른 구조체 내부 온도분포 변화의 영향을 알아보았다. 그 결과는 다음과 같다.

Fig. 6 (a)~(d)는 당량비 변화에 따른 실린더 상부의 온도분포를 나타낸 것인데 당량비가 1.0~1.1 부근에서 양호한 공기연료혼합비로 인한 반응속도의 증가로 연소가스의 온도가 상승하여 실린더 상부의 온도가 다소 높아짐

\* 요소의 형태가 삼각형 평면임을 나타냄.



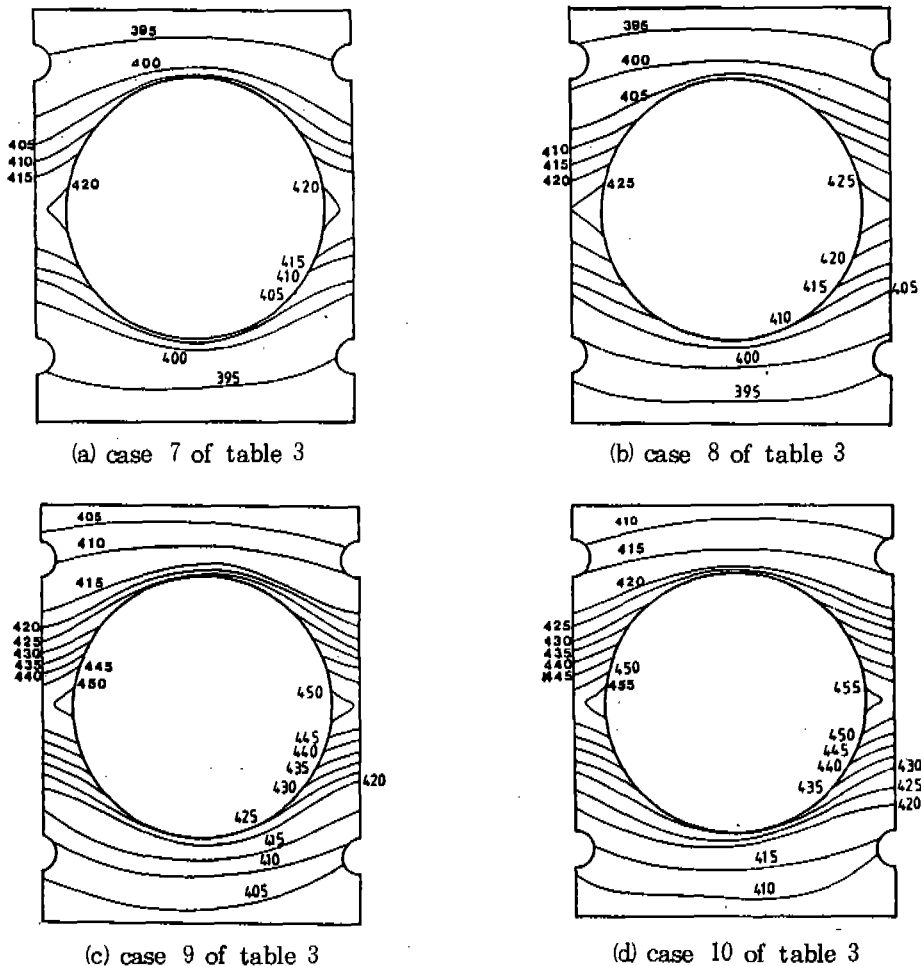


Fig.7 Temperature distribution on the inner surface of the cylinder block with respect to engine speed

을 알 수 있다. 원주방향에 따른 온도분포는 실린더와 실린더가 서로 인접하는 부분인 Fig.2의 F점의 온도가 냉각수로와 접하는 P점의 온도보다 약 20℃~25℃ 높게 나타나는데 이 결과는 일체형 실린더블럭에서 2개의 실린더가 인접함에 따라 실린더 외벽이 냉각수와 직접 접촉하지 않아 벽체의 전도열저항이 커져 실린더 내벽면의 온도가 상승하여 발생한 것이다. 이 등<sup>12)</sup>의 비직교좌표 변환에 의한 실린더 블럭의 2차원 열전도해석 결과와 대체적으로 일치한다.

냉각수로와 접하는 벽체에서의 등온선 간격은 실린더와 실린더가 접하는 곳에서 보다 조밀함을 알 수 있는데 이것은 냉각수로와 접하는 벽체로 열이 상대적으로 많이 흐르기 때문이다.

Fig. 7 (a)~(d)는 기관회전속도의 변화에 따른 실린더 상부의 온도분포도인데 기관회전속도가 증가할수록 온도가 증가함을 알 수 있다. 기관회전속도가 1,500rpm에서 3,000rpm으로 증가되면 실린더 블럭의 최고온도는 35℃ 정도 증가된다.

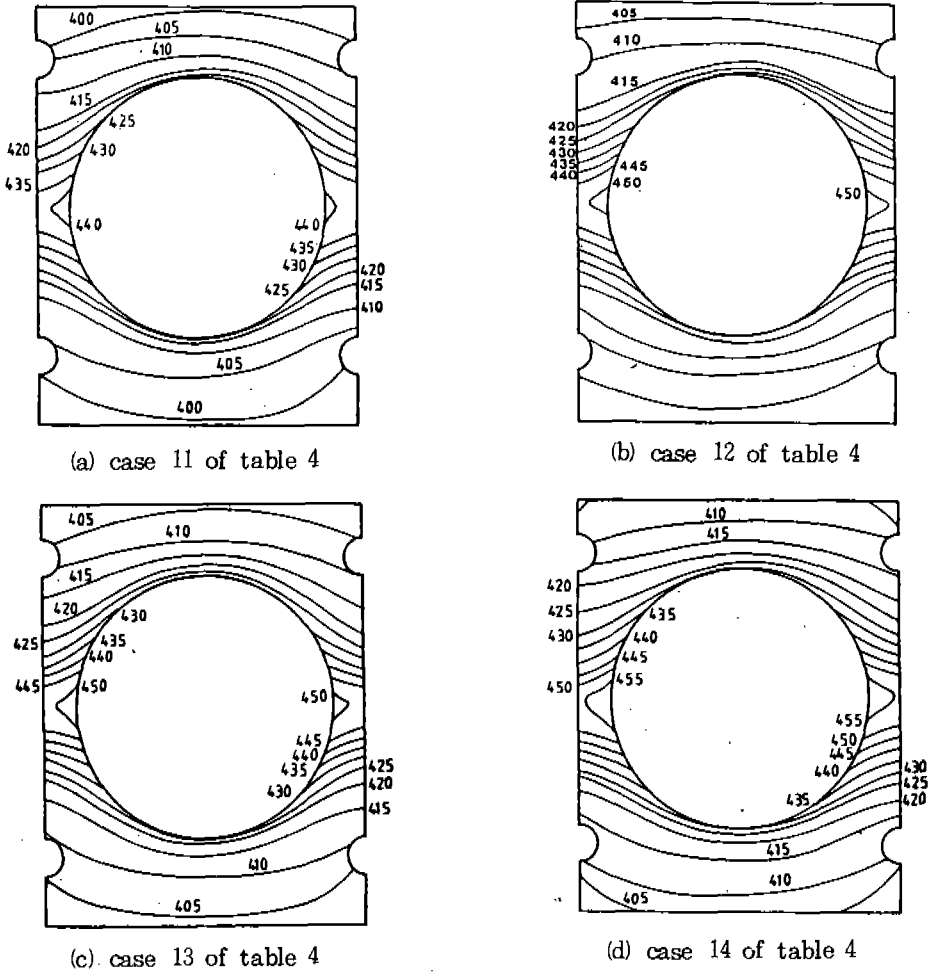


Fig. 8 Temperature distribution on the upper surface of the cylinder block with respect to boost pressure

Fig. 8 (a)~(d)는 과급압력의 변화에 따른 실린더 블럭 상부의 온도분포를 나타낸다. 과급압력이 증가할수록 실린더 블럭 상부의 온도가 증가함을 알 수 있으며 과급압력이 200 mmHg인 (d)의 경우 최고온도는 -200mmHg인 (a)의 경우 최고온도보다 15°C 정도 높음을 알 수 있다.

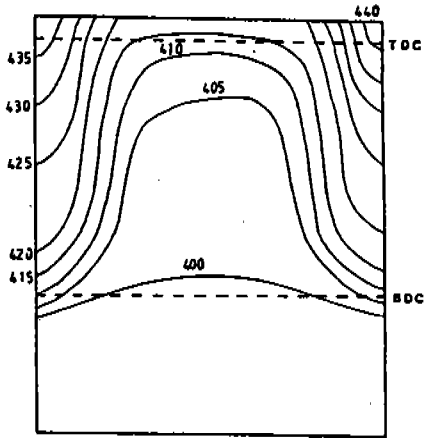
이와 같이 터보과급하는 경우 실린더 벽면 온도가 상승하는 것은 과급에 따라 한 사이클 당 연료공기 혼합비가 많아져 혼합기의 연소에 따른 발열량이 증가하였기 때문이다.

Fig. 9 (a)~(d)는 과급압력의 변화에 따른 실린더 블럭 내벽면 온도분포를 나타낸 것인데

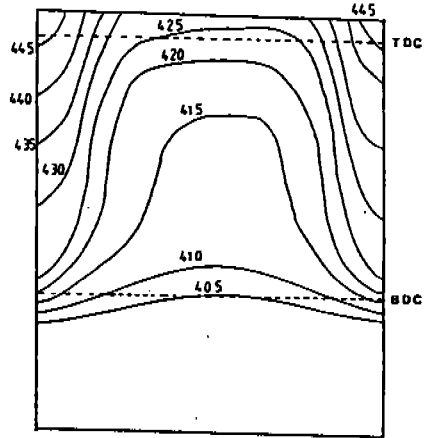
최고온도는 실린더와 실린더가 접한 곳에 최상단부에 나타나고 최저온도는 Fig. 2 D-D 단면상의 최하단부에 나타난다.

최고온도가 실린더 최상단부에 나타난 것은 실린더 최상단부에서 냉각수온도가 최고일 뿐 아니라 실린더 블럭과 실린더 헤드 사이에 가스켓으로 인하여 열전달이 잘 안되어 수치계산에서의 경계조건을 단열상태로 가정하였기 때문이다.

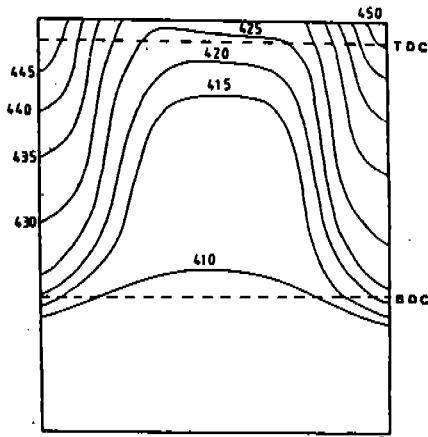
하단부에서 최저온도가 나타난 것은 하단부는 실린더 내부가 연소화염에 직접 노출되지 않으며 흡입되는 냉각수의 온도도 최저이기 때문이다. Fig 10은 당량비 변화에 따른 실린더



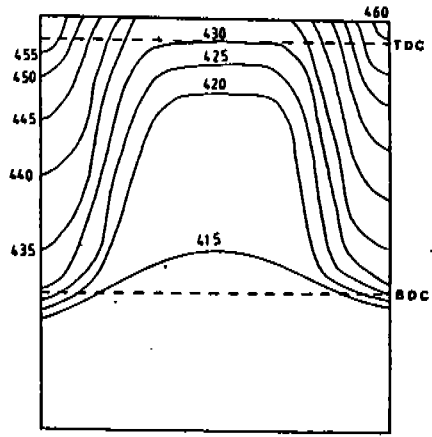
(a) case 11 of table 4



(b) case 12 of table 4



(c) case 13 of table 4



(d) case 14 of table 4

Fig.9 Temperature distribution on the upper surface of the cylinder block with respect to boost pressure

블럭 내벽면의 열전달계수 및 다음 식으로 나타내지는 총체열전달계수의 변화를 나타낸다.

$$U_{\text{overall}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_g} + \frac{1}{\alpha_k}} \quad (30)$$

여기서  $\alpha_g$ 는 실린더 내벽면의 평균 대류열 전달계수이고  $\alpha_k$ 는 연소실과 냉각수로 사이 실린더 블럭의 등가열전달계수이다.  $U_{\text{overall}}$ 이  $\alpha_g$ 보다 약 5% 정도 낮은 것은 실린더 블럭 벽체의 전도 열저항 때문이다. 그러나 이와 같이  $U_{\text{overall}}$ 과  $\alpha_g$ 의 차이가 크지 않은 것은 실린더 블럭 벽체의 열저항이 실린더 내벽면과 가스 사이의 열저항보다 극히 작은 것을

나타내준다.

Fig. 11, Fig. 12는 기관회전속도와 과급압력의 변화에 따른 실린더 내벽면의 열전달계수와 실린더 블럭 벽면의 총체열전달계수의 변화를 나타낸다. 기관회전속도와 과급압력의 변화에 따라서  $U_{\text{overall}}$ 과  $\alpha_g$ 의 차이는 큰 변화가 나타나지 않음을 알 수 있다. 이것은 기관의 운전조건에 따라서 실린더 블럭의 전도 열저항이 크게 변하지 않음을 나타내며 기관 시뮬레이션 중 실린더 벽체를 통한 전도 열전달을 해석할 때 연소실과 냉각수로 사이의 실린더 블럭 벽체를 일정 두께를 갖는 등가의 단일 실린더 벽체로 치환해서 계산해도 무리가

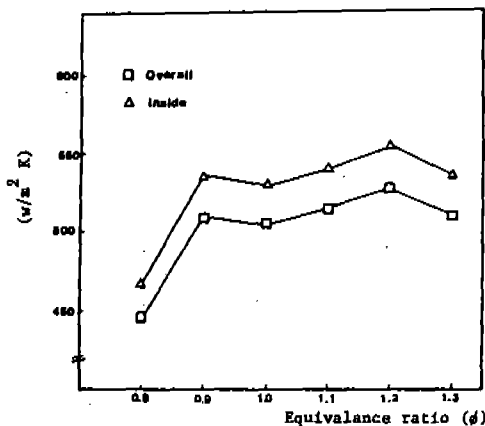


Fig. 10 Heat transfer coefficient distribution of cylinder block with respect to equivalence ratio

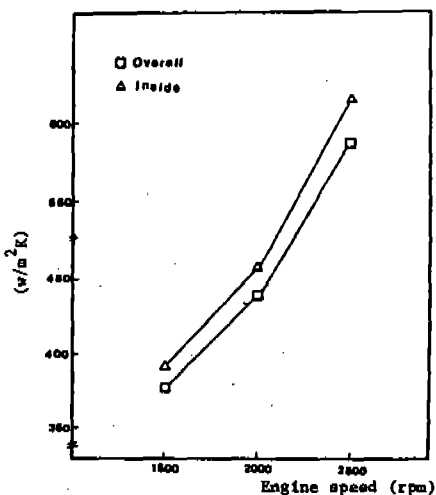


Fig. 11 Heat transfer coefficient distribution of cylinder block with respect to engine speed

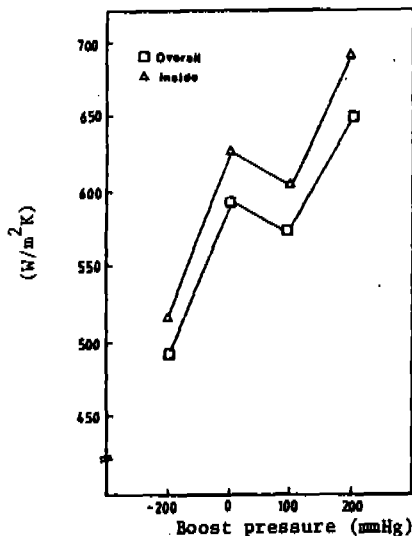


Fig. 12 Heat transfer coefficient distribution of cylinder block with respect to boost pressure

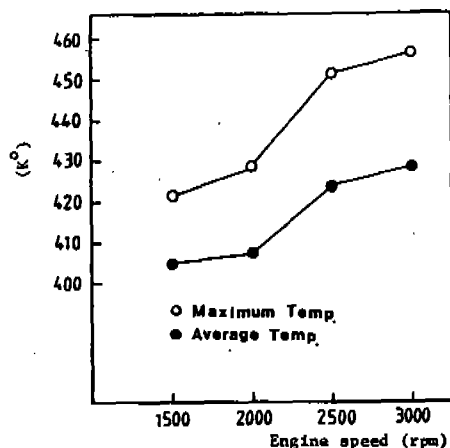


Fig. 13 Maximum temperature and average temperature of cylinder block with respect to engine speed

없다는 것을 시사한다. 홍<sup>2)</sup>, 최와 홍<sup>3)</sup>은 터보 과급 가솔린기관의 진단해석 시뮬레이션 과정 중 등기둥계 개념을 도입하여 실린더 블럭의 전도 열전달 과정을 쉽게 해석한 바 있으며 본 해석결과는 홍, 최와 홍이 사용한 방법의 타당성을 입증해 주고 있다.

본 해석 방법의 정확성은 실험적으로 입증해야 하나 현재 실린더 각 부의 온도를 정확히 측정하기는 어렵고 비교적 해석방법의 정

확성이 검증된 방법인 유한차분법에 의한 해석결과와 비교함으로써 검증할 수 있다. 본 연구에서는 유한차분법에 의한 실린더 블럭의 2차원 열전도해석 결과와 비교한 결과 내벽면 온도 변화가 같은 경향으로 변하는 것을 알 수 있었다. 그러나 2차원 해석 결과로 본 3차원 해석결과를 정확성을 엄밀히 검증할 수 없기 때문에 더 엄밀한 검증을 위해서는 유한

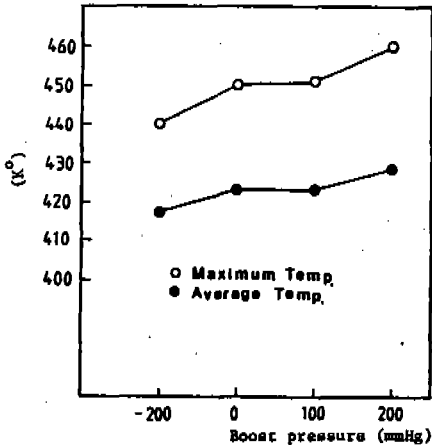


Fig.14 Maximum temperature and average temperature of cylinder block with respect to boost pressure

차분법에 의한 3차원 열전도 해석이나 내벽면 온도분포 측정실험이 필요하다.

Fig. 13, Fig.14는 기관회전속도와 과급압력의 변화에 따른 실린더 블럭의 평균온도와 최고온도의 변화를 나타낸다. 평균온도와 최고온도가 공통적으로 기관회전속도와 과급압력의 증가에 따라 증가한다. 그러나 최고온도의 증가율이 더 커서 기관회전속도와 과급압력의 증가에 따라 최고온도와 평균온도의 차이는 점차 커지고 있다.

위의 해석결과에 의하면 기관회전속도 3000 rpm, 과급압력 200mmHg까지는 실린더 벽체의 최고온도가 조기연소(pre-ignition)가 일어날 정도로 높지 않으나 기관회전속도와 과급압력의 증가에 따라 실린더 벽체의 최고온도가 급상승하기 때문에 터보과급기관을 고속, 고과급으로 운전할 경우 조기연소가 일어날 가능성이 있으며 가장 위험한 부위는 실린더와 실린더가 접하는 곳의 최상두께 실린더 벽체에서 실린더 내벽 상단부임을 알 수 있다.

본 경계요소법에 의한 3차원 열전도해석 과정 중 격자망을 구성하는데 소요되는 노력이 유한요소법보다 적게 드는 것을 입증할 수 있었고 같은 전산기의 기억용량으로 유한요소법보다 표면에 더 많은 격자점을 배치할 수 있었다.

그러나 전산시간은 유한요소법보다 더 많이 소요되었다. 이것은 유한요소법에는 매트릭스를 최적화하여 푸는 방법이 개발되어 있으나 경계요소법에서는 매트릭스 최적화법이 개발되어 있지 않아서 연립방정식을 Gauss의 소거법으로 푸는데 전산시간이 많이 소요되기 때문이다. 따라서 앞으로 경계요소법을 3차원의 복잡한 형상에 대한 문제 해석에 이용하기 위해서는 매트릭스 최적화법에 대한 연구가 필요하다. 이 방법이 개발될 경우 소요되는 전산시간은 유한요소법과 비슷해질 것이다.

### 5. 결 론

3차원 경계요소법을 사용하여 터보과급 가솔린기관 실린더 블럭의 열전도를 수치해석하였다. 열전달은 정상상태로 가정하였고 실린더 내외벽면의 열전달계수는 실험과 진단해석 시물레이션을 통해 얻어진 값들<sup>5)</sup>을 사용하였다. 등가비, 기관회전속도 및 과급압력의 변화에 따라 14가지로 운전조건을 분류하여 해석하였고 그 결과를 고찰하였다. 그에 따라 얻어진 결론은 다음과 같다.

(1) 실린더와 실린더가 서로 인접하는 부분에서의 평균 벽면온도의 국부적인 상승은 비직교좌표 변환에 의한 2차원 열전도해석 결과와 대체적으로 일치한다.

(2) 실린더 블럭 내벽면에서 최고온도는 실린더와 실린더가 접하는 곳 중 두께가 가장 얇은 곳의 최상단부에 나타나고 최저온도는 최고온도 점에서 90° 회전한 단면상에서 최하단부에 나타난다.

(3) 기관의 운전조건에 따라 실린더 블럭 벽체의 열저항은 크게 변하지 않으며 이 현상은 실린더 블럭 열전달해석시 등가직경 개념의 사용을 가능하게 해준다.

(4) 3차원의 복잡한 형상에 대한 열전도 해석에서 경계요소법은 유한요소법보다 격자 구조 구성에 노력이 적게 드는 것이 입증되었으나 전산시간은 오히려 많이 들었다. 따라서 경계요소법을 복잡한 형상에 대한 문제해석에 활용하려면 매트릭스 최적화법 개발에 관한 연

구가 필요하다.

## 후 기

이 연구는 '86-한국과학재단 특수목적기초연구비'로 수행한 것이며 후원에 감사를 표한다.

## 참 고 문 헌

1. 홍진관, 최영돈, "터보과급 가솔린 기관의 열전달에 관한 연구", 한국자동차공학회 강연초록집(춘계 학술대회), 1988.
2. 김병탁, "유한요소법에 의한 실린더 헤드 의 온도분포 및 열응력 해석", 고려대학교 석사학위 논문, 1987.
3. 홍대회, "기관 실린더블럭 및 피스톤의 열적거동에 관한 연구", 고려대학교 석사학위 논문, 1987.
4. 정필식, "경계요소법에 의한 피스톤의 열전도 해석", 고려대학교 석사학위 논문, 1989.
5. 홍진관, "터보과급 가솔린기관의 열전달에 관한 연구", 고려대학교 박사학위 논문, 1989.
6. 최영돈, 홍진관, "터보과급 가솔린기관의 열전달에 관한 연구", 한국자동차공학회지, 제10권, 제5호, pp.69~82, 1988.
7. H. Wu and R.A. Knapp, "A heat transfer analysis of automotive internal combustion gasoline engine", Numerical Methods in Heat Transfer, Ed. by Lewis et al., John Wiley, p.511, 1981.
8. L.C. Wrobel and C.A. Brebbia, "The boundary element method for steady state and transient heat conduction", Southampton University, England,
9. 임영훈; "유한요소법에 의한 실린더 헤드 의 비정상상태 온도분포 및 열응력 해석", 고려대학교 석사학위 논문, 1989.
10. J.G. Collier, "Convective boiling and Condensation", 2nd Ed., Mcgraw-Hill, pp. 144-160, 1972.
11. V. Gnielinski, Forsch-Ing-Wesen 44, No.1, 1978.
12. 이건희, 홍진관, 최영돈, "가솔린 엔진의 실린더 블럭 내벽면의 온도에 환이 미치는 영향에 관한 해석", 88대한기계학회추계 학술대회 초록집, pp.213~215, 1988.