

## 실린더 헤드의 비정상 열전달 및 열응력 해석

### Unsteady Heat Transfer and Thermal Stress Analysis of a Gasoline Engine Cylinder Head

박진무\* 임영훈\*\* 김병탁\*\*\*  
J.M.Park, Y.H.Lim, B.T.Kim

#### ABSTRACT

In this study are determined the unsteady temperature and thermal stress fields for a domestic 4-cylinder, 4-cycle gasoline engine cylinder head by the three-dimensional finite element method. A representative part of the cylinder head is modelled as a combination of hexahedron isoparametric elements, and the time-dependent temperature and the heat transfer coefficient of the gas are imposed as the thermal boundary conditions for the engine speeds of 500 rpm and 2000 rpm. The obtained results, which are represented graphically, indicate that the amplitudes of temperature fluctuation during a cycle are about 10°C and 3°C respectively on the surface of combustion chamber, and the maximum temperature fields occur at 30°, 10° respectively before the initiation of the exhaust stroke. Thermal stress fields due to non-uniform temperature distributions show that compressive stress is much larger than tensile stress throughout a cycle. It is also found that the compressive stress varies with substantial amplitude between the exhaust port and ignition plug hole, and the high tensile stress with small fluctuation occurs between exhaust port and the adjacent head bolt hole.

#### 기 호 설 명

##### 1. 영문자

##### 1.1 대문자

[B] : 변형율과 변위 사이의 관계 행렬

[C] : 용량행렬

[D] : 구성방정식 행렬

[K] : 강성행렬

[L] : 미분 연산자 행렬

[N] : 형상함수 행렬

{R} : 열부하 벡터

T : 온도

$T_a$  : 절점 온도

$T_w$  : 유체 온도

{T} : 온도의 시간 도함수 벡터

{U} : 절점 변위 벡터

##### 1.2 소문자

c : 비열

$f_M$  : 기계적 부하에 의한 작용력 벡터

$f_T$  : 온도 부하에 의한 작용력 벡터

\* 정회원, 고려대학교 공과대학 기계공학과 교수

\*\* 한국전력기술주식회사(KOPEC)

\*\*\* 정회원, 고려대학교 기계공학과 대학원

- $h$  : 열전달계수  
 $k$  : 열전도계수  
 $n_i$  : 단위 수직벡터의 성분  
 $\{t\}$  : 표면력 벡터  
 $\bar{T}_i$  : 경계에서 주어진 표면력 벡터의 성분  
 $t_n$  : 기준 시간  
 $\{u\}$  : 변위벡터  
 $\bar{u}_i$  : 경계에서 주어진 변위 성분  
 $u_{i\alpha}$  : 절점 변위 벡터의 성분

## 2. 그리스 문자

- $\alpha$  : 열팽창 계수  
 $\Gamma$  : 전체 경계면  
 $\bar{\Gamma}_i$  : 구분된 경계면  
 $\delta_{ij}$  : Kronecker Delta  
 $\Delta T$  : 기준온도에 대한 온도 상승량  
 $\Delta t$  : 시간 간격  
 $\epsilon_{ij}$  : 변형을 텐서 성분  
 $\{\epsilon\}$  : 변형을 벡터  
 $\lambda, \mu$  : Lamé 상수  
 $\xi_\alpha, \eta_\alpha, \zeta_\alpha$  : 국소좌표  
 $\rho$  : 밀도  
 $\sigma_{ij}$  : 응력 텐서 성분  
 $\{\sigma\}$  : 응력 벡터  
 $\{\sigma_0\}$  : 초기 응력 벡터  
 $\Omega$  : 전체 영역  
 3. 상기 첨자  
 $(e)$  : 유한요소 영역  
 $T$  : 전치 (Transpose)

## 1. 서 론

최근 내연기관의 개선을 위하여 기관 구성체의 열적 거동에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 기관의 구성요소 중 실린더 헤드는 고온의 연소가스 및 냉각수 등과의 복잡한 열전달로 인하여 높은 온도장이 형성되므로, 그 온도에 따른 실린더 헤드의 반응을 해석하는 것은 형상, 냉각방법, 재료의 선정 등 설계의 개선을 위한 기초 작업이라 할 수 있다. 실린더 헤드는 기하학적 형상과 해석의 경계조건이 복잡하므로 많은 연구<sup>1-4)</sup>가 실험적 방법에 의존하여 종합적 결과를 해석하고 있으며,

최근에는 수치해석법의 발달로 유한요소법을 이용한 논문<sup>5,6)</sup>들도 상당수 발표되고 있다. 기관 구성체의 열적 거동에 관하여 유한요소법으로 기초적 연구를 수행하는 것은 필수적인 실험검증 및 구조체(hardware) 시험을 위한 노력과 비용을 절약하는데 유용하다고 생각된다.<sup>7)</sup> 이러한 방법은, 각종 운전조건에서 기관 구성체의 거동을 효율적으로 검토함으로써 설계를 최적화하는데 매우 편리하다. 실린더 헤드의 열적 거동에 대하여, 표면과 접촉하는 유체의 온도 및 열전달계수가 시간에 따라 변화하지 않고 일정한 경우를 상정한 정상 열거동 해석<sup>8)</sup>이 있다. 이러한 해석모델은 관련 경계조건을 사이클 평균값으로 사용한 것으로서, 좀더 엄밀한 해석을 위해서는 시간에 따라 변화하는 경계조건에 의한 비정상 열전달 및 열응력 해석을 수행하는 것이 필요하다. 이 연구에서는 국산 4기통 4사이클 자동차용 가솔린 기관을 선택하여, 그 헤드를 3차원 유한요소 모델로 구성하고, 직접 작성한 수치해석 프로그램을 사용하여 실린더 내부의 온도 및 열전달계수가 4행정 중에 주기적으로 변화하는 경계조건에 의한 반복적 열적 거동을 유한요소법으로 해석하였다. 기관의 운전조건은 매 순간마다 온도 및 그에 상응하는 변형, 열응력을 구해야 하므로 500 rpm 및 2000 rpm에 국한하였으며, 열전달 관련 경계조건은 동일한 모델에 대한 기존의 연구결과<sup>9)</sup>를 원용하여, 정상상태의 열적 거동 해석<sup>8)</sup>에 중첩되는 온도 및 열응력의 주기적 변화 등을 조사하였다. 해석에 사용된 요소는 3차원 선형 6면체 요소이고, 계산된 결과는 중요 부분에 대해 한 사이클 동안의 온도변화를 그래프로 도시하였으며, 특정 크랭크각에서 온도분포 및 열응력을 등온선 및 등주응력선으로 나타내었다.

## 2. 기본 방정식

### 2.1 열전도 방정식

내부 열원이 없는 등방성 고체의 온도장  $T$ 를 지배하는 열전도 방정식과 그 표면에서의

경계조건은 다음과 같다.<sup>10)</sup>

$$kT_{,ii} = \rho c \dot{T} \quad \text{in } \Omega \quad (1)$$

$$-kT_{,i} n_i = h(T - T_\infty) \quad \text{on } \Gamma \quad (2)$$

여기서  $k, \rho, c, h, n_i$ 는 각각 열전도 계수, 밀도, 비열, 열전달계수, 단위 수직벡터의 성분을 표시한다.

비정상 열전도 해석에 사용된 요소는 3차원 선형 6면체 등매개 요소(hexahedron isoparametric element)를 사용하였으며, 한 요소 내의 온도 및 온도 도함수는 각 절점값에 의해 다음과 같이 근사적으로 결정된다.

$$T^{(e)} = N_\alpha T_\alpha^{(e)} \quad (\alpha = 1, 2, \dots, 8) \quad (3)$$

$$\dot{T}^{(e)} = N_\alpha \dot{T}_\alpha^{(e)} \quad (\alpha = 1, 2, \dots, 8) \quad (4)$$

윗 식에서  $N_\alpha$ 는 보간함수(interpolation function)로서 절점  $\alpha$ 의 국소좌표  $\xi_\alpha, \eta_\alpha, \zeta_\alpha$ 에 의해 다음의 값을 갖는다.

$$N_\alpha = \frac{1}{8} (1 + \xi_\alpha \xi) (1 + \eta_\alpha \eta) (1 + \zeta_\alpha \zeta) \quad (\alpha = 1, 2, \dots, 8) \quad (5)$$

열전도 방정식 (1)의 우변을 좌변으로 이항한 후, 가중함수(weighting function)  $N_\alpha$ 를 곱하여 요소 영역에 대하여 적분하고 식 (2)의 경계조건과 식 (3), (4)의 관계를 이용하면, 다음과 같은 요소내의 행렬 미분 방정식을 얻을 수 있다.

$$[C]^{(e)} \{\dot{T}\}^{(e)} + [K]^{(e)} \{T\}^{(e)} = \{R\}^{(e)} \quad (6)$$

여기서  $[C]^{(e)}, [K]^{(e)}$  및  $\{R\}^{(e)}$ 은 각각 용량행렬, 강성행렬 및 열부하 벡터이며 그 성분은 각각 다음과 같다.

$$C_{\alpha\beta}^{(e)} = \int_{\Omega^e} \rho c N_\alpha N_\beta d\Omega \quad (7)$$

$$K_{\alpha\beta}^{(e)} = \int_{\Omega^e} k N_{\alpha,i} N_{\beta,i} d\Omega + \int_{\Gamma^e} h N_\alpha N_\beta d\Gamma \quad (8)$$

$$R_\alpha^{(e)} = \int_{\Gamma^e} h T_\infty N_\alpha d\Gamma \quad (9)$$

식 (6)에 의해 계산된 요소 영역에서의 행렬 값들을 전 해석 영역으로 확장하여 적용하면

다음 형태의 방정식이 된다.

$$[C] \{\dot{T}\} + [K] \{T\} = \{R\} \quad (10)$$

윗 식의 해를 구하기 위하여 유한차분법에 근거한 Time-marching 연산법<sup>11)</sup>을 사용하였으며, 기준시간  $t_n$ 과  $t_{n+1} = t_n + \Delta t$  사이의 중간 시간  $t_\theta$ 는 매개변수  $\theta$  ( $0 \leq \theta \leq 1$ )에 의하여 다음과 같이 정의된다.

$$t_\theta = t_n + \theta \Delta t \quad (11)$$

따라서 식 (10)은 시간  $t_\theta$ 에서 아래와 같이 쓸 수 있다.

$$[C] \{\dot{T}\}_\theta + [K] \{T\}_\theta = \{R(t_\theta)\} \quad (12)$$

윗 식에서  $\{\dot{T}\}_\theta, \{T\}_\theta$  및  $\{R(t_\theta)\}$ 은 각각 다음과 같이 근사적으로 나타낼 수 있다.

$$\{\dot{T}\}_\theta = \frac{\{T\}_{n+1} - \{T\}_n}{\Delta t} \quad (13)$$

$$\{T\}_\theta = (1 - \theta)\{T\}_n + \theta\{T\}_{n+1} \quad (14)$$

$$\{R(t_\theta)\} = (1 - \theta)\{R\}_n + \theta\{R\}_{n+1} \quad (15)$$

식 (13), (14) 및 (15)를 식 (12)에 대입하면 시간  $t_{n+1}$ 에서의 온도값을 구할 수 있다.

$$[\bar{K}] \{T\}_{n+1} = \{\bar{R}\}_{n+1} \quad (16)$$

윗 식에서  $[\bar{K}]$ 와  $\{\bar{R}\}_{n+1}$ 는 각각 다음의 값을 갖는다.

$$[\bar{K}] = \theta[K] + \frac{1}{\Delta t} [C] \quad (17)$$

$$\{\bar{R}\}_{n+1} = \left[ -(1 - \theta)[K] + \frac{1}{\Delta t} [C] \right] \{T\}_n + (1 - \theta)\{R\}_n + \theta\{R\}_{n+1} \quad (18)$$

식 (16)에서  $\theta$ 만 정해지면 초기조건으로부터 시간에 따른 절점 온도를 구할 수 있는데, 이 연구에서는 매개변수  $\theta = 1$ 인 후방차분법(backward difference method)을 선택하였다.

## 2.2 선형 열탄성 이론

체적력과 관성력을 무시한 연속체의 역학적 평형 조건식과 그 경계조건은 각각 다음과 같다.

$$\sigma_{ij, j} = 0 \quad \text{in } \Omega \quad (19)$$

$$u_i = \bar{u}_i \quad \text{on } \bar{\Gamma}_1 \quad (20)$$

$$\sigma_{ij} n_j = \bar{t}_i \quad \text{on } \bar{\Gamma}_2 \quad (21)$$

식 (20)과 (21)에서의  $\bar{u}_i$  및  $\bar{t}_i$ 는 경계에서 주어 진 변위 및 표면력 벡터의 성분을 나타낸다.

선형 열탄성체의 구성방정식은 다음과 같이 표현된다.<sup>11)</sup>

$$\sigma_{ij} = \lambda \delta_{ij} \epsilon_{kk} + 2\mu \epsilon_{ij} - (3\lambda + 2\mu) \alpha \Delta T \delta_{ij} \quad (22)$$

윗 식에서  $\lambda, \mu$ 는 Lamé 상수,  $\alpha$ 는 열팽창 계수이고  $\Delta T$ 는 기준 온도와의 차이이다. 식 (22)에서 응력과 변형을 텐서를 각각 행(column)으로 나열한 벡터 형태로 표기하면 아래와 같다.

$$\{\sigma\} = [D]\{\epsilon\} - \{\sigma_0\} \quad (23)$$

윗 식에서  $\{\sigma_0\}$ 는  $\Delta T$ 에 의한 초기 응력에 해당하며,  $[D]$ 는 종탄성 계수 및 프와송비와 관련된 구성방정식 행렬이다.<sup>8)</sup> 미소 변형장에서 변위-변형을 관계를 행렬식으로 표기하면 다음 식과 같다.<sup>8)</sup>

$$\{\epsilon\} = [L]\{u\} \quad (24)$$

윗 식에서  $[L]$ 은 미분 연산자 행렬,  $\{u\}$ 는 변위 벡터를 나타낸다.

식 (5)를 이용하여 한 요소 내의 변위를 다음 식과 같이 표현할 수 있다.

$$u_i^{(e)} = N_\alpha U_{i\alpha}^{(e)} \quad (i=1, 2, 3), (\alpha=1, 2, \dots, 8) \quad (25)$$

이 식에서  $U_{i\alpha}$ 는 요소의 절점  $\alpha$ 에서  $i$ 방향의 변위 성분을 나타낸다.

식 (25)를 행렬 관계식으로 표기하면 아래와 같다.

$$\{u\}^{(e)} = [N]\{U\}^{(e)} \quad (26)$$

따라서 식 (23)과 (24)는 각각 요소 영역에서 절점 변위 벡터  $\{U\}$ 로 다음과 같이 표시될 수 있다.

$$\{\sigma\}^{(e)} = [D][B]\{U\}^{(e)} - \{\sigma_0\}^{(e)} \quad (27)$$

$$\{\epsilon\}^{(e)} = [B]\{U\}^{(e)} \quad (28)$$

식 (19)에 가상일의 원리를 적용하고 경계조건 (20), (21)과 식 (26), (27), (28)을 사용하여 정리하면 다음 형태의 방정식이 유도된다.<sup>13)</sup>

$$[K]^{(e)}\{U\}^{(e)} = \{f_M\}^{(e)} + \{f_T\}^{(e)} \quad (29)$$

여기서 강성행렬 및 힘 벡터의 성분은 각각 다음과 같다.

$$[K]^{(e)} = \int_{\Omega^e} [B]^T [D] [B] d\Omega \quad (30)$$

$$\{f_M\}^{(e)} = \int_{\Gamma_2^e} [N]^T \{t\} d\Gamma \quad (31)$$

$$\{f_T\}^{(e)} = \int_{\Omega^e} [B]^T \{\sigma_0\} d\Omega \quad (32)$$

식 (29)의 각 행렬을 전 해석 영역으로 확장하면, 다음과 같은 계(system)의 방정식을 얻을 수 있다.

$$[K]\{U\} = \{f_M\} + \{f_T\} \quad (33)$$

### 3. 수치 해석

#### 3.1 해석 모델

이 연구의 대상 모델은 국산 4기통 4사이클 가솔린 기관의 실린더 헤드이며, Table 1은 기관의 재원을 제시하고 있고, Table 2는 실린더 헤드의 재질인 알루미늄 합금의 물성치를 나타내고 있다.

Table 1 Specification of the engine.

Item	Specification
Type	4-CYL-IN LINE-OHC WATER COOLED
Piston Displacement, cc	1238
Bore × Stroke, mm × mm	73 × 74
Connection Rod Length, mm	153.7
Compression Ratio	9.0
Max. Output, PS(rpm)	80(6300)
Max. Torque, N·m(rpm)	105.8(4000)

Table2 Material properties of the cylinder head

Young's Modulus, GPa	72.4
Poission's Ratio	0.33
Mass Density, kg/m <sup>3</sup>	2770
Thermal Conductivity, W/mK	104
Thermal Expansion Coeff., m/mK	22.3×10 <sup>-6</sup>

기관외 운전조건은, 한 사이클 중에도 매순간마다 많은 계산을 반복 수행해야 하므로, 기관 회전수 500rpm과 2,000rpm의 두 가지 경우로 국한하였다. 이 때의 초기조건은 가스의 온도 및 열전달계수를 사이클 평균값으로 하여 계산한 정상 온도장을 사용하였으며, 이로부터 크랭크각에 따른 매 순간의 온도 및 그에 상응하는 열변형 및 열응력을 구하였다. Fig.1은 실제 헤드를 절개하고 각 부분의 치수를 측정하여 구성한 3차원 실린더 헤드의 요소 분할 상태를 나타내고 있다. 실린더 헤드는 기관의 길이 방향을 따라 대칭인 구조를 갖고 있으므로, 이 연구에서는 Fig. 2와 같이 왼쪽으로부터 3번째 기통의 상부를 모델로 선정하였다.

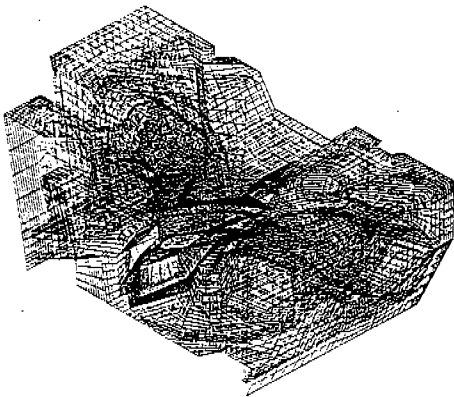


Fig.1 Finite element model of the cylinder head

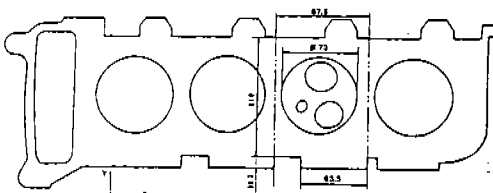


Fig.2 Bottom view of the cylinder head

### 3.2 비정상 열전도 해석

실린더 헤드의 열전달 관련 경계면은 외기접촉면, 캠축쪽 공기접촉면, 냉각수접촉면, 흡기관 가스접촉면, 배기관 가스접촉면, 화염접촉면의 6개 부위로 구분하였다. 먼저 외기접촉면과 캠축쪽 공기접촉면의 유체(공기)의 온도를 각각 25°C, 35°C로 일정하게 놓고, 열전달 계수는 두 경우 모두 17.5W/m<sup>2</sup>K로 동일하게 부여하였다. 냉각수 및 기타 경계면에서의 연소가스에 대한 자료는 동종에 대한 연구 결과<sup>9)</sup>를 인용하여 냉각수의 온도와 열전달 계수를 각각 62.2°C, 4745.4 W/m<sup>2</sup> K로 일정하게 부여하였으며, 흡·배기관 및 화염접촉면에서의 시간(크랭크각)에 따른 가스 온도와 열전달계수는 각각 Fig.3와 Fig.4에 도시하였다. 흡·배기관에서는 열전달이 흡·배기 행정을 제외하고 없는 것으로 가정하여 시간에 따른 경계조건을 부여하였다.

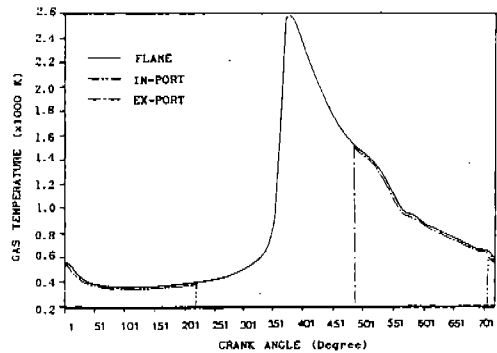


Fig.3 Data for boundary conditions<sup>9)</sup> (gas temperature)

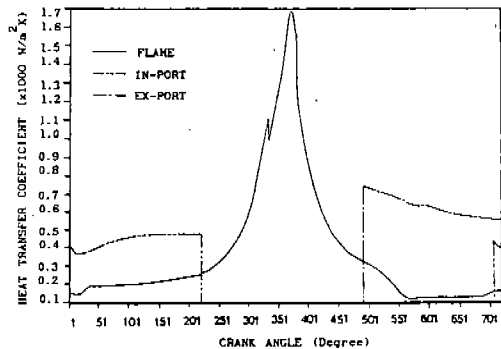


Fig.4 Data for boundary conditions<sup>9)</sup> (heat transfer coefficient)

3.3 열응력 해석

실린더 헤드의 응력은 헤드 자체의 열적 거동 뿐 아니라 실린더 블록의 열변형, 실린더 내부의 주기적 압력변화로 인한 탄성동력학적 거동 등에도 의존하게 되므로 각 영향의 종합적 해석으로 결정된다. 이 연구에서는 그 한 요소로서 헤드의 불균일 온도분포로 인한 열응력만을 고려하였으며, 큰 강성행렬을 처리하기 위하여 요소와 요소 사이의 번호차가 최소가 되도록 요소 순번을 주는 프론탈해법<sup>14,17)</sup>을 사용하였다. 이 방법의 기본 특성은 식의 합성과 변수 소거가 동시에 수행되어 전체 계수 행렬을 형성할 필요가 없으므로, 제한된 컴퓨터 용량 내에서 더 세밀한 계산을 수행할 수 있다는 잇점이 있다. 헤드의 온도변화에 따른 열응력 및 열변형의 경계조건으로는 기관 헤드 하부의 가스킷 접촉면에서 z 방향의 변위를 고정하였다. 또 흡기관 입구의 하부 경

사면에 대하여 y 방향의 변위를 고정하고, 인접 헤드의 접촉면인 절단면에서 x 방향의 변위를 고정하였는데 이는 헤드 부분의 대칭성을 고려한 것이다(Fig.2 참조). 이와 같은 경계조건은 구조체가 온도차에 의해 전체적으로 자유롭게 변형할 수 있어 온도분포의 불균일에 의해 나타나는 열적 거동 특성을 표시한다고 할 수 있다.

3.4 계산 순서

이 연구에 사용된 컴퓨터는 매 시간 간격마다 각 절점의 온도분포와 그에 따른 각 요소의 열응력을 반복 수행해야 하므로 수행시간을 고려하여 슈퍼컴퓨터(CRAY-2S)를 사용하였다. 계산 수행시간은 열전도 해석의 경우 1시간, 열응력 해석에 약 12시간이 소요되었고, Fig.5와 Fig.6은 해를 얻는 순서도를 나타낸 것이다.

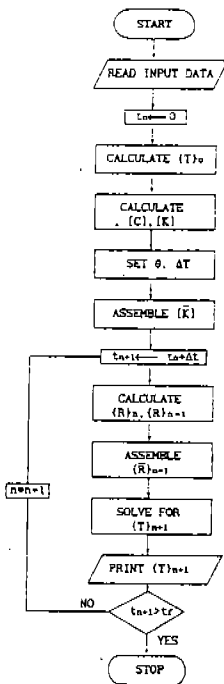


Fig.5 Flow chart for the heat transfer analysis

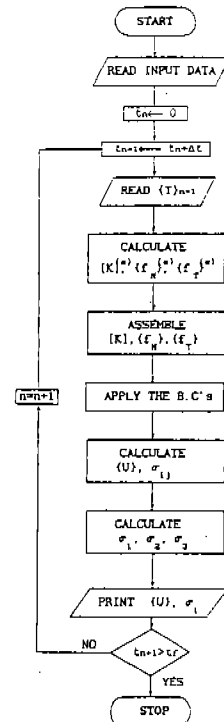


Fig.6 Flow chart for the thermal stress analysis

## 4. 해석결과 및 고찰

### 4.1 비정상 온도장

시간에 따라 변화하는 경계조건에 의한 실린더 헤드의 열적 거동을 해석하기 위하여, 시간 간격을 500 rpm일 때  $0.67 \times 10^{-3}$  초, 2000 rpm일 때  $0.17 \times 10^{-3}$  초로 하여 한 사이클의

온도분포 변화를 구하였다. Fig. 7의 (a)는 화염 접촉면에서 4개의 절점을 대표적으로 표시한 것이며, (b)와 (c)는 이 4개의 표면점에서 크랭크각에서 따른 온도의 변화를 각각 500 rpm과 2000 rpm에 대하여 도시한 것이다. (b)와 (c)의 두 경우 모두 한 사이클 중 온도의 등락폭은 B점에서 가장 크게 나타났으며, 그 값은 각각 약  $10^{\circ}\text{C}$ ,  $3^{\circ}\text{C}$ 였다. 또 화염온도가 상승하는  $350^{\circ}\text{C}$ 에서 (Fig. 3 참조) 연소실면의 온도도 상승하나, 화염온도가 최고점을 지나 하강하기 시작하는  $379^{\circ}$  이후에도 연소실 가스 접촉면의 온도는 계속 상승하여, (b)의 경우 크랭크각이 약  $100^{\circ}$ , (c)의 경우에는  $120^{\circ}$  지난 뒤에 최고점에 도달하여 그 반응이 지체됨을 알 수 있다.

Fig. 8의 (a)는 배기관과 흡기관을 포함하는 상하 단면에서 몇 개의 절점을 대표적으로 선택하여 표시한 것이다. (b)는 500 rpm에서 (a)의 배기구 하단부 절점 B, H, I의 한 사이클 동안의 온도변화를 도시한 것이며, (c)는 배기구 상단부의 절점 E, J, K에서의 온도변화를 크랭크각에 따라 도시한 것이다. 또한 (d)는 2000 rpm의 경우에 배기관 입구의 절점 A, D와 출구 근처의 C, G, F점에 대한 온도변화를 나타낸 것이며, (e)는 흡기구면상의 절점 N, M, L, O에 대한 한 사이클 동안의 온도 등락을 도시한 것이다. 그림(b), (c)로부터 배기구 하단부의 점 B와 상단부의 점 E는 배기행정 중에만 온도가 상승하는 반면, 그림(d)의 배기관 입구의 점 A와 D의 한 사이클 동안의 온도변화는 화염온도가 상승하기 시작할 때 같이 상승하기 시작하고, 다시 배기행정시 배기관에서의 열전달로 인하여 높아지는 2단 상승의 경향을 나타내었다. 또한 배기통로 벽 두께 방향의 온도는 그 표면으로부터 약 2mm 떨어진 절점에서 사이클중 그 크기가 거의 일정하여 정상상태에 도달했음을 알 수 있었다.

그림(e)에서 흡기 구면상의 절점들의 크랭크각에 따른 온도변화는 매우 작게 나타났는데 이는 시간에 따른 연소가스의 온도와 열전달 계수의 변화량이 비교적 적은 것에 기인하는 것으로 풀이된다.

배출구 입구를 포함한 화염접촉면상의 크랭

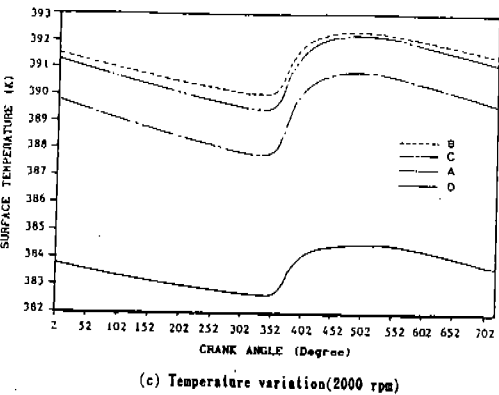
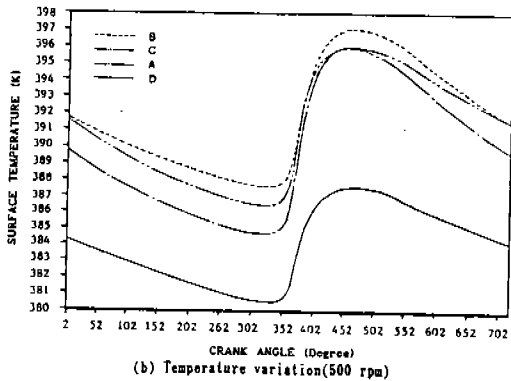
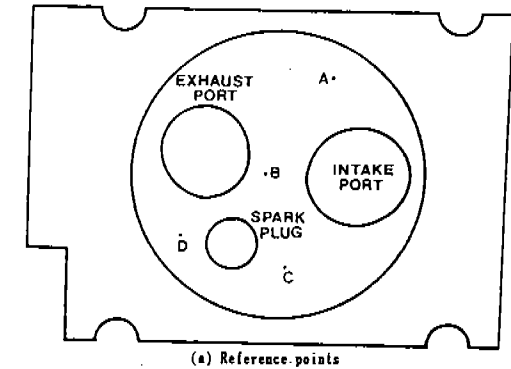
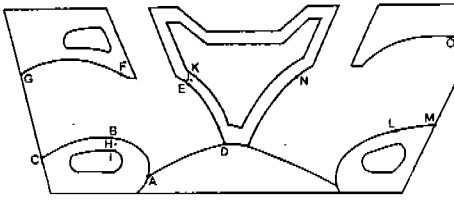
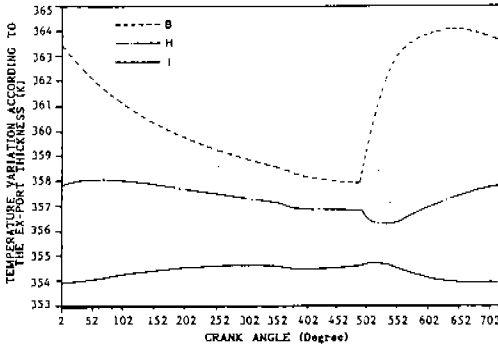


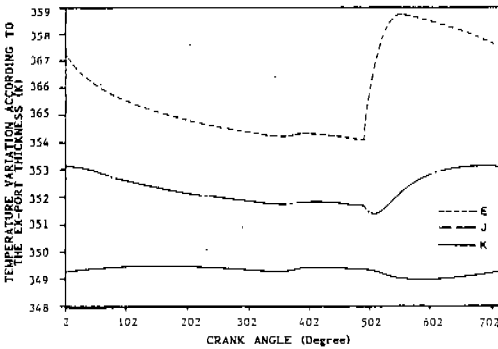
Fig. 7 The reference points on the fire surface and the temperature variation at these points



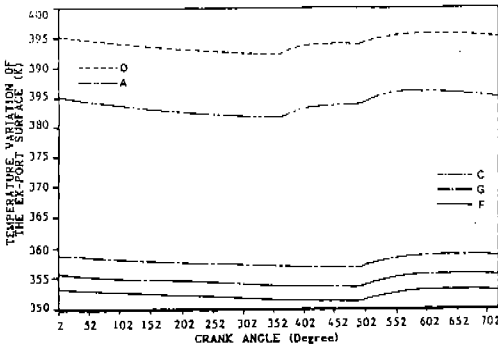
(a) Reference points



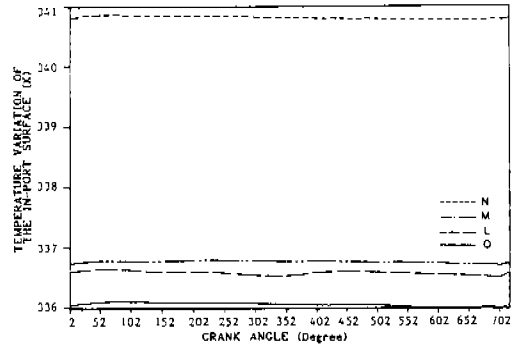
(b) The points, B, H and I (500 rpm)



(c) The points, E, J and K (500 rpm)



(d) The points A, C, D, G and F (2000 rpm)

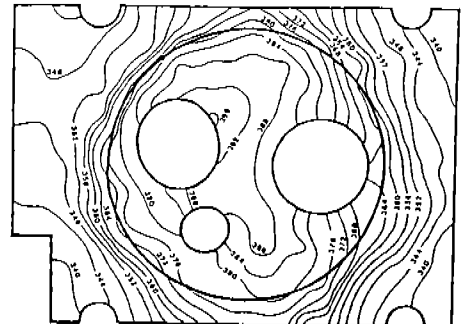


(e) The points L, M, N and O (2000 rpm)

Fig. 8 The reference points along the intake-exhaust ports and temperature variation at these points

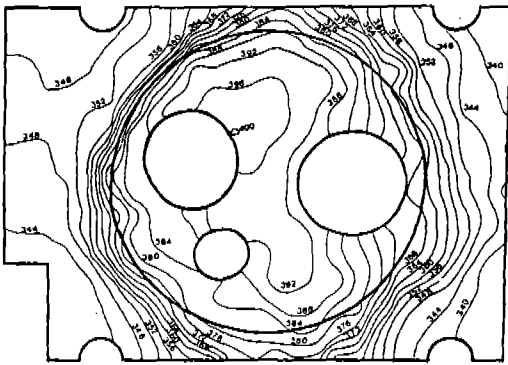
크각에 따른 온도분포를 해석해 본 결과, 흡기행정 중에는 전반적으로 온도가 감소하다가 폭발행정에서 증가하기 시작하여 500 rpm의 경우 배기행정 시작전 약 30°, 2000 rpm의 경우 약 10°에서 최고 온도분포에 이르고 그 후 천천히 감소함을 알 수 있었다.

Fig. 9의 (a)는 2000 rpm에서 가스의 온도 및 열전달계수를 사이클 평균값으로 계산하여 구한 정상 온도장을 나타낸 것이며, (b)와 (c)는 대표적으로 500 rpm 및 2000 rpm에서 크랭크각이 460°일 때의 헤드의 하단 화염접촉면의 개략적 온도분포를 도시한 것이다. (b)와 (c)를 비교해 보면 500 rpm의 경우가 2000 rpm보다 약간 높은 온도분포를 나타내고 있으며, 2000 rpm의 경우 최고온도는 정상 온도장에 비해 약 2°C 정도 높은 값을 나타내었다. 또한 세 경우 모두 배기구 입구에서 온도가 가장 높게 나타나 배기구에서의 열전달이 이 부분에 큰 영향을 미침을 알 수 있고, 배기관을 따라 등온선이 원주의 반경방향으로 조밀하게 분포하여 반경방향으로 열흐름이 크게 일어남을 알 수 있다.

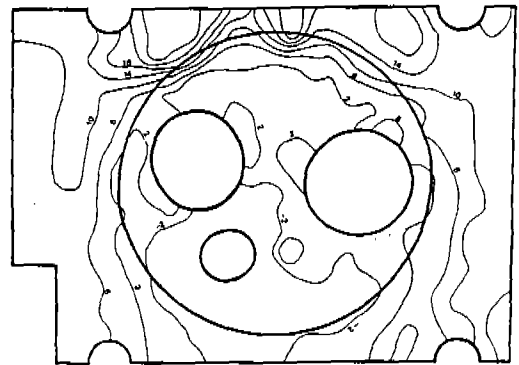


(a) Steady state (2000 rpm, unit : K)

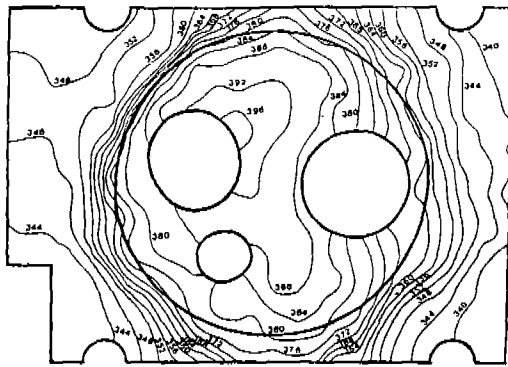




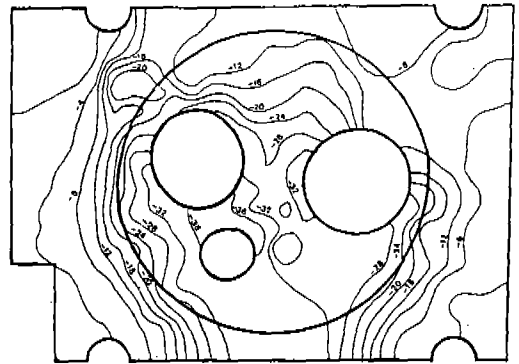
(b) 500 rpm (crank angle : 460°, unit : K)



(a) Max. principal stress( $\sigma_1$ ), unit : MPa



(c) 2000 rpm (crank angle : 460°, unit : K)



(b) Min. principal stress( $\sigma_3$ ), unit : MPa

Fig. 9 Temperature distributions of the bottom surface of the head

Fig. 10 Thermal stress distribution (500 rpm, crank angle : 390°)

#### 4.2 열 응력

온도장 계산과 동일한 유한요소모델로 하고 열전도 해석에서 구한 전체 절점온도를 입력하여 그 주기적 변화에 수반되는 열응력을 해석하였다. 대체로 500 rpm의 경우가 2000 rpm보다 응력이 크게 나타났고, 정상상태의 응력분포와 비교해 볼 때 변화폭의 최대치는 배기구 입구의 화염접촉면에서 관찰되었으며, 그 값은 500 및 2000 rpm 두 경우 모두 미소하게 나타났다. 또한 전체 사이클을 통하여 흡기행정 중에는 응력이 전반적으로 감소하고 폭발, 배기행정 중에는 증가하는 경향을 나타내었다.

Fig. 10은 폭발행정 초기인 크랭크각 390°에서 500 rpm의 경우에 대한 열응력의 분포를 도시한 것이며, Fig. 11은 2000 rpm의 460°에서 그 분포를 나타낸 것이다. Fig. 10

과 Fig. 11에서 등응력선은 각 요소의 국소좌표(local coordinate)의 원점에서 6개의 응력성분을 구한 후 계산한 주응력의 값이며, 방향은 고려하지 않고 크기만을 표시한 것이다. 두 그림에서 (b)의  $\sigma_3$ 는 최소 주응력으로서 대부분 압축으로 나타나고 있으며, 연소가스 접촉면의 배기구와 점화플러그 사이에서 40 MPa 이상의 가장 큰 응력이 발생함을 알 수 있다. 또 이 부위의 사이클당 응력변화가 비교적 크게 나타났는데, 이는 온도가 높은 영역에 속할 뿐아니라 사이클당 온도변동이 심한 것에 기인하는 것으로 해석된다. 또한 배기구 쪽의 높은 온도에 의한 팽창으로 인하여, 그 반대쪽 구면요소에서는 주응력이 모두 압축응력으로 나타나고 있다. 이 응력값이 헤드 재료의 단기적 파손에 영향을 준다고 볼 수

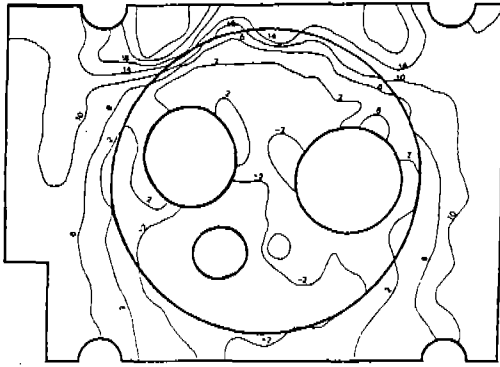
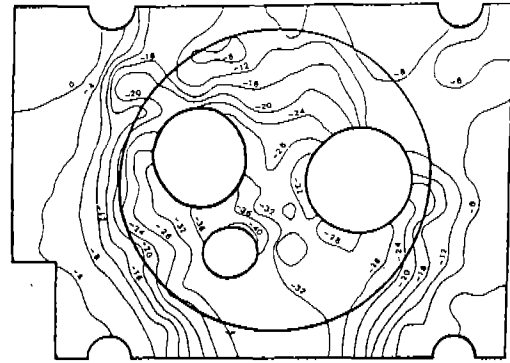
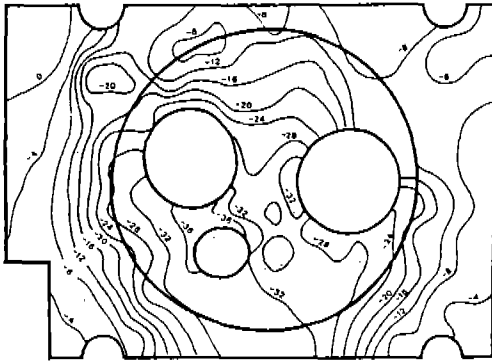
(a) Max. principal stress( $\sigma_1$ ), unit : MPa(b) Min. principal stress( $\sigma_3$ ), unit : MPa

Fig. 11 Thermal stress distribution(2000 rpm, crank angle : 460°)

Fig. 12 Steady-state thermal stress distribution (2000 rpm,  $\sigma_3$ , unit : MPa)

없겠으나, 장시간 비정상적 상태로 운전되는 경우 크립(creeep) 등에 의한 영구변형 가능성도 상정할 수 있다. 압축응력이 배기구와 플러그 사이에서 큰 값을 갖는 것과는 달리, 인장응력은 주응력선이 배기구 쪽 헤드볼트와 연소실의 구면 사이에서 급격한 온도 변화로 인하여 비교적 크고 조밀한 분포를 나타내고 있다. 한편 배기관과 흡기관에서는 압축응력이 인장응력보다 현저하게 크고, 바깥으로 갈수록 응력은 점점 감소하며, 관의 상단에서는 비교적 낮은 값을 나타냈다.

이러한 비정상 열응력 해석결과는 Fig.12에 도시되어 있는 정상 열전도 해석에 근거한 열응력의 결과와 대체로 그 분포 양상이 유사하게 나타났다. 그러나 표면 얇은 층에서의 온도의 주기적 변화가 응력변화에 미치는 영향

이 비록 정상 운전조건(normal operating condition)하에서는 그다지 크지 않다 할지라도, 폭발압력 및 온도를 증가시키는 경우 그 효과는 증폭될 수 있으므로 취약 부위에 대한 비정상 열적 거동 해석이 필요하다 하겠다.

## 5. 결 론

3차원 선형 6면체 요소를 사용하여, 국산 4기통 4사이클 자동차용 가솔린 기관의 실린더 헤드에 대해 비정상 조건에서 온도분포 및 열응력을 수치해석하였다. 관련 경계조건은 동일 모델에 대한 기존의 연구결과를 인용하였으며, 500 rpm 및 2000 rpm의 운전조건에 대하여 해석한 결과를 요약해 보면 다음과 같다.

비정상 상태에서 실린더 헤드 연소실 표면 온도의 등락폭은 500rpm에서 약 10°C, 2000 rpm에서 약 3°C로 계산되었고, 최고온도는 배기행정 시작전 약 30°, 10°에서 각각 나타났다. 사이클당 최고온도는 연소실 표면의 배기구 부분에서 발생했으며, 온도변화도 이 부분에서 크게 나타남을 알 수 있었다.

사이클당 흡기관에서의 온도변화는 작은 반면, 배기구면에서는 500 rpm에서 5°C~15°C, 2000 rpm에서 2°C~5°C정도의 온도 등락폭이 있었으며, 배기구면 두께방향 약 2mm 안에서는 온도변화가 거의 나타나지 않아 정상 상태에 도달했음을 알 수 있었다.

온도분포에 수반되는 열응력은, 사이클 당 온도변화가 큰 배기구와 점화플러그 사이에서 압축응력이 높고 응력의 변화폭도 가장 크게 나타났다. 인장응력은 주로 배기구와 인접 헤드볼트 사이에서 일어났으며 사이클 당 그 변화폭은 압축응력에 비하여 작게 나타났다. 또한 흡·배기구에서 관의 진행방향으로 압축응력은 점점 감소하였고 폭발, 배기행정 중에 전체적으로 응력이 증가하였다.

실린더 헤드의 비정상 열적거동 해석을 종합하면 연소가스와 접촉하는 표면의 얇은 층에서 온도의 주기적 변화가 관찰되는데, 그 진폭은 비록 작으나 유발되는 열응력은 이 연구의 범위에서 44 MPa에 이르고 있다. 기관의 출력향상을 위하여 폭발의 압력 및 온도를 증가시킬 경우 더 큰 주기적 열응력의 발생을 예상할 수 있으므로, 시동초기의 저회전 운전 조건에서 위 취약 부위의 열피로(thermal fatigue)와 크립(creep)에 대한 집중적 연구가 요구된다.

## 후 기

본 연구는 1988~89년 한국과학재단 지원 연구결과를 토대로 문교부의 학술연구 조성비 지원에 의해 수행되었으며, 관계 제위께 감사드립니다.

## 참 고 문 헌

1. Y. Nozue, H. Satoh, S. Umetami, "Thermal Stress and Strength Prediction of Diesel Engine Cylinder Head", SAE Paper 830148, pp.1-7, 1983.
2. R. Bertodo, T.J. Carter, "Stress Analysis of Diesel Engine Cylinder Head", Strain Analysis, Vol.6, No.1, pp.1-12, 1971.
3. H. Hassan, "Unsteady Heat Transfer of a Motored I.C. Engine Cylinder", Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol.185, pp.1139-1148, 1971.
4. W.J.D. Annand, T.H. Ma, "Instantaneous Heat Transfer Rates to the Cylinder

- Head Surface of a Small Compression-ignition Engine", Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol.185, pp.976-987, 1971.
5. H. Wu, R.A. Knapp, "A Heat Transfer Analysis of Automotive Internal Combustion Gasoline Engines", Num. Methods in Heat Transfer, pp.511-527, 1981.
6. A. Garro, V. Vullo, "Some Considerations on the Evaluation of Thermal Stress in Combustion Engines", Trans. Soc. Auto. Engrs. 780664, pp.780-812, 1978.
7. "Study on the Prediction of Performance and Emission of Turbocharged Gasoline Engine", KOSEF 86 - 0305 (한국과학재단 보고서), 1990.
8. M.W. Sohn, J.M. Park, B.T. Kim, "Finite Element Analysis for the Temperature and Thermal Stress Distributions of a Cylinder Head", KSAE, Vol.10, No.1, pp.42-52, 1988.
9. J.K. Hong, "A Study on the Heat Transfer of Turbocharged Gasoline Engine", Ph.D. Dissertation, Korea Univ., Seoul, Korea, 1989.
10. N. Kikuchi, "Finite Element Methods in Mechanics", Cambridge Univ. Pro., London, pp.25-31, 1986.
11. K.H. Huebner, E.A. Thornton, "Finite Element Method for Engineers", 2nd Ed., pp.406-409, John Wiley and Sons Inc., New York, 1982.
12. B.A. Boley, J.H. Weiner, "Theory of Thermal Stress", 2nd Ed., pp.243-246, John Wiley and Sons Inc., New York, 1960.
13. I.H. Shames, C.L. Dym, "Energy and Finite Element Methods in Structural Mechanics", pp.112-119, McGraw-Hill, New York, 1985.
14. E. Hinton, D.J.R. Owen, "Finite Element Programming", pp.170-206, Academic Press, New York, 1977.
15. B. Irons, Ahmads, "Techniques of Finite Elements", pp.181-224, Ellis Horwood,

1981.

16. A. Razzague, "Automatic Reduction of Frontal Width for Finite Element Analysis", *Int. J. Num. Meth. Engng*, Vol.15, pp.1315-1324, 1980.
17. S.W. Sloan, M.F. Randolph, "Automatic Element Reordering for Finite Element Analysis with Frontal Solution Schemes", *Int. J. Num. Meth. Engng*. Vol.19, pp. 1153-1181, 1983.