

# 소형 가솔린 기관의 실린더 블록에 대한 열적 거동 해석

## Analysis of the Thermal Behaviors of the Cylinder Block of a Small Gasoline Engine

김 병 탁\*    박 진 무\*\*  
B. T. Kim,    J. M. Park

### ABSTRACT

In this study, the thermal behavior characteristics of the cylinder block of a small 3-cylinder, 4-stroke gasoline engine were analyzed, using the 3-dimensional finite element method. Before numerical analyses were conducted, the performance test and the heat transfer experiment of the engine were carried out in order to prepare the input data for the computations. Engine cycle simulation was performed to obtain the heat transfer coefficient and the temperature of the gas and the mean heat transfer coefficient of coolant. Temperature fields as a result of steady-state heat transfer were obtained and compared with experimental results measured at specific points of the inner and the outer walls of the cylinder block. The thermal stress and deformation characteristics resulting from the nonuniform temperature distributions of the block were investigated. The effects of the thermal behaviors of the cylinder block on the engine operations and the unfavourable aspects of excessive thermal loading were examined on the basis of the calculated results.

주요기술용어 : Thermal Stress(열응력), Thermal Deformation(열변형), Gasoline Engine(가솔린 기관), Cylinder Block(실린더 블록), Finite Element Method(유한요소법)

### 1. 서    론

최근 자동차의 급속한 증가와 더불어 성능 향상 뿐 아니라 에너지 절약, 공해 감소 등의 시대적 요구에 따라 자동차용 기관이 점점 더 고출력화, 소형화 되어 가고 있는 추세이다. 따라서 국내 업계에서도 경제성과 성능을 고려한

기관 개발에 많은 노력을 하고 있으나 아직도 부품이나 기술 등 많은 부분을 선진국에 의존하고 있고, 축적된 기술과 자료를 비롯하여 풍부한 경험, 학문적 기초 등의 미비로 그 개발이 순조롭지 못한 실정이다. 더구나 외국에서 설계된 기관의 경우에는 일반적으로 개발과정에서의 해석 내용이 거의 알려지지 않기 때문에 관련

\* 정희원, 고려대학교 기계공학과 대학원

\*\* 정희원, 고려대학교 기계공학과 교수

자료가 부족한 우리로서는 새로운 고출력 기관을 개발하거나 기존 기관에 성능 개선 방안을 적용하기 위해서는 무엇보다도 먼저 기존 기관의 재해석을 통한 기관의 성능 및 구성체의 거동에 대한 광범위한 연구가 수행되어야 하며, 그 결과를 바탕으로 고출력화에 의한 열적 부하의 증가로 인하여 추후 발생 가능한 장애 요인을 예측하고, 연구 경험의 축적과 함께 여러 인자에 따른 특성변화 등의 충분한 자료가 확보되어 있어야 한다. 이러한 연구의 일환으로 본 연구에서는 현재 사용되고 있는 소형기관의 열적 부하에 의한 구성체의 거동 특성을 파악하고자 한다. 일반적으로 기관 구성체의 열적 거동에 관련된 연구는 크게 두 부분으로 나누어 질 수 있는데, 그 중 하나는 구성체에서의 열전달에 관한 연구<sup>1~6)</sup>이며 다른 하나는 열응력과 관련된 해석<sup>7~12)</sup>이다. 열전달에 관한 많은 연구는 기관의 출력과 관련된 성능 개선 방안의 하나로서 주로 유체분야에서 수행되어 왔으나, 최근에는 고출력 기관의 열응력 문제와 관련하여 구성체의 온도 분포도 상당히 중요한 연구분야가 되어오고 있다. 또한 열응력 및 열변형은 설계 당시 고려된 사항이라 할지라도 성능 증가 방안 적용시 설계시와 상이한 특성을 나타낼 것이므로 이에 대한 연구를 통하여 기초자료의 수집과 장애요인에 대한 개선 방안을 모색해 볼 필요가 있다. 따라서 본 연구에서는 기관의 구성체 중 큰 열적 부하를 받고 있는 실린더 블록에 대하여 실험에 근거한 열적 하중을 토대로 정상 열전도 해석을 수행하고 그 결과를 실험적 결과와 비교하였다. 그리고 발생 온도장에 근거한 블록 내의 열흐름을 냉각 계통과 관련하여 파악하였으며, 각 부분에 발생하는 열응력의 크기 및 분포 특성과 열변형에 근거한 기관 성능과의 상호 관계성을 검토하였다.

이와 같은 연구를 통하여 정립된 예측 기법은 추후 신소재 등을 채택한 새로운 기관의 설계시나 일부 구조변경을 통하여 성능 개선 방안을 기존 기관에 적용하고자 할 때 사용될 수 있을 것이며, 고출력화 방안에 의해 새롭게 도출 가능한 장애 요인의 예측과 이에 대한 안정성을

설계 단계에서 검토할 수 있는 자료를 제공할 수 있을 것으로 사료된다.

## 2. 수치 해석

### 2.1 해석 모델

본 연구에 사용된 기관은 승용차용 3기통 4사이클 가솔린 기관이며 Table 1은 이 기관의 실린더 블록의 재료인 주철의 물성치를 나타낸 것이고, Fig.1은 수치 해석을 위하여 구성한 실린더 블록 전체에 대한 유한 요소 모델을 도시한 것이다. 사용된 요소는 대부분 6면체 요소이다. 구석 부분이나 형상이 갑자기 변하는 부분에서는 프리즘 요소를 사용하여 실제 형상과 근접

Table 1 Mechanical properties of the cast iron

Young's Moudulus	120GPa
Poisson's Ratio	0.3
Mass Density	$7.35 \times 10^3 \text{kg/m}^3$
Conductivity	$50.2 \text{W/m} \cdot \text{K}$
Thermal Expansion Coeff	$12 \times 10^{-6} \text{m/m} \cdot \text{K}$

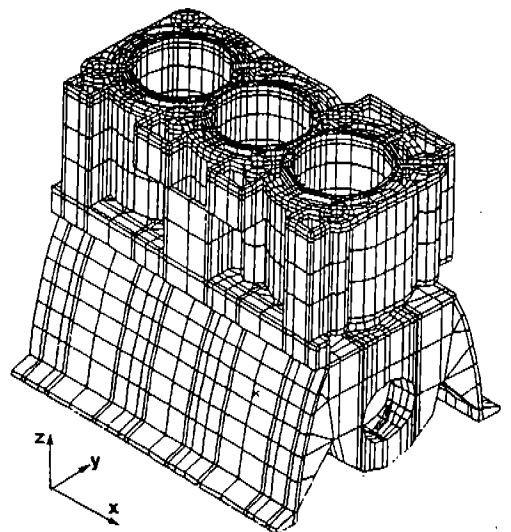


Fig.1 Finite element model of the cylinder block.

하게 모델링하였으며, 전체 요소의 수는 8744개 이고 절점수는 12531개로서 범용 해석 프로그램인 CAEDS를 사용하였다. 실린더 내벽은 열적 부하에 의하여 나타나는 현상을 세밀히 파악하기 위하여 조밀한 격자로 구성하였으며, 상판 부분에 높은 온도장 및 응력의 발생이 예상되므로 작은 요소로 격자를 구성하였다.

## 2.2 해석 방법

### 2.2.1 정상 열전도 해석

실린더에서의 열전달 현상은 고온의 연소 가스로부터 냉각수로 흐르는 열이 가장 크게 나타나며 연소 가스의 온도와 열전달 계수도 크랭크 각에 따라 계속 변화한다. 그러나 연소 가스의 상태 변화의 주기가 구성체에 발생하는 온도의 확산 속도보다 매우 빠르므로 연소실 표면에서 거리가 멀어질수록 온도는 급속히 정상상태가 될 뿐 아니라, 연소실 표면이라 하더라도 정상 운전상태하에서는 시간에 따른 온도 변화의 진폭이 약 10°C 정도로 알려져 있으므로<sup>13)</sup>, 본 연구에서는 열전달 정상상태로 가정하고, 유체의 온도 및 열전달 계수를 사이클 평균값으로 사용하여 실린더 블록의 온도장을 계산하였다. 열전달 관련 경계는 연소가스 접촉면, 냉각수 접촉면, 대기 접촉면으로 구별하였으며, 블록 상판의 가스켓을 통한 헤드로의 열전달은 무시할 만큼 작다고 가정하였다. 이와 같은 열전도해석 과정을 서술하면 다음과 같다.

#### (1) 연소 가스 접촉면에서 열전달 상수의 결정

실린더 블록의 온도에 가장 큰 영향을 미치는 가스의 온도 및 열전달 계수를 구하기 위하여 먼저 기관의 성능 시험으로부터 크랭크 각의 변화에 따른 가스압과 냉각수의 유량 및 입출구의 온도, 흡배기의 온도 등을 측정하였다. 이를 토대로 연소실내의 열전달 특성 파악을 위한 기관 사이클 시뮬레이션<sup>14)</sup>을 수행하였다. 이때 압축과정과 기연 가스만의 팽창과정 및 흡·배기 과정에서는 실린더의 내용물이 균일하게 분포되어 있다고 생각하는 단일 영역 모델을 사용하였고<sup>15)</sup>, 점화가 이루어진 후 화염면에 의하

여 실린더 내용물이 기연과 미연의 두 영역으로 구분되는 경우에 대해서는 2영역 모델을 사용하였다. 이와 같은 방법에 의해 크랭크 각에 따라 변화하는 상수들이 결정되면 이 값을 정상 열전도 해석에 적용하기 위하여 한 행정 중의 그 평균치를 계산하여야 한다. 따라서 본 연구에서는 연소가스와 접촉하고 있는 실린더 내벽이 피스톤의 왕복운동으로 인하여 연소가스에 노출되는 시간이 실린더 상하 위치에 따라 달라지는 점을 고려하여, 정상 열전도 해석시의 각

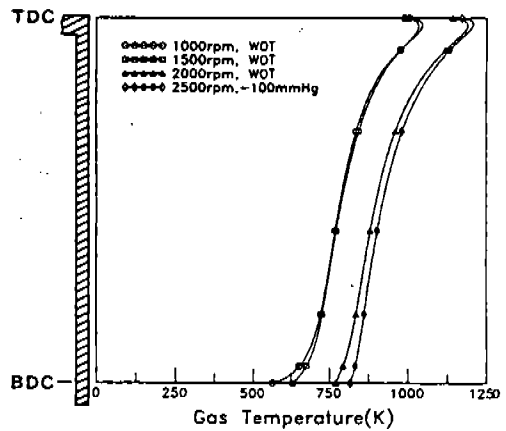


Fig.2 Local mean temperature of the combustion gas.

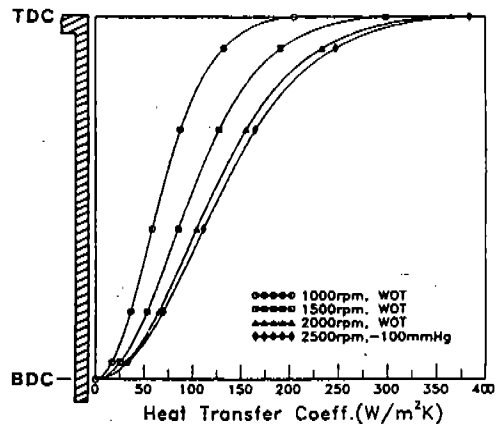


Fig.3 Local mean value of the heat transfer coeff. of the gas.

부분에서의 가스 온도와 열전달 계수는 앞에서 구한 값을 노출 시간에 대해 평균하여 사용하였다.<sup>16)</sup> Fig.2와 Fig.3은 각각 성능 진단 해석을 통하여 구한 크랭크 각에 따른 가스의 온도와 열전달 계수의 평균값을 내벽 위치에 따라 도시한 것이다.

### (2) 냉각수 접촉면에서 열전달 상수의 결정

냉각수 접촉면에서의 열전달 경계 조건을 부여하기 위하여 필요한 냉각수의 온도는 각 운전조건에서 측정된 입·출구 온도의 평균치를 사용하였고, 그 열전달 계수는 Gnielinski<sup>17)</sup>가 관군(tube bundle)의 원관 주위를 흐르는 횡류 유동에 대한 외벽면 열전달 계수가 층류 유동에 의한 영향과 난류 유동에 의한 영향으로 이루어져 있다고 생각하여 제안한 관계식에 비등이론<sup>14,15)</sup>을 적용하여 계산한 값을 사용하였다.

### (3) 대기 접촉면에서 열전달 상수의 결정

한편 실린더 블록의 외부를 둘러싸고 있는 공기와 스커트 내면과 접촉하고 있는 블로우바이(blow-by) 가스에 관한 열전달 관련 입력치는 수직 평판에서의 자유 대류 열전달 관계식<sup>18)</sup>을 사용하여 다음 식으로 계산하였다.

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

이 식에서  $Nu_x$ 와  $Gr_x$ 는 각각 국부 누셀트 수(Nusselt number)와 그라쇼프 수(Grashof number)를 나타낸다. 국부 열전달 계수와 관련된 식(1)을 전체 높이에 대하여 적분하면 평균 열전달 계수를 계산할 수 있는데, 본 연구에서는 스커트 내·외면에서 모두 공기와 접촉하고 있고 그 온도는 각각 25°C, 70°C이며, 벽면 온도는 80°C로 균일하다고 가정하고 해당 온도에서 공기의 물성치를 대입하여 열전달 계수를 계산하였다.

#### 2.2.2 열응력 해석

기관 구성체에 발생하는 불균일 온도분포로 인하여 각 부분에는 열응력이 발생한다. 이러한 열응력 및 변형은 기관 출력과 성능에 중요한 변수 역할을 하므로 열전도 해석을 통하여 계

산된 절점 온도를 입력치로 하여 각 부분의 열변형 및 열응력을 계산하였다. 실제로 열에 의한 변형은 냉각수의 부족이나 기타 비정상적인 운전 상태하에서 심각한 문제를 발생시킬 소지가 있으므로, 심한 열응력의 발생이 예상되는 인접 보어 사이의 상판 부분과 헤드 볼트 부근의 열응력을 세밀하게 해석해 보는 것은 매우 중요하다. 따라서 유한요소 모델 구성시에 이 부분을 조밀한 격자로 구성하고 열적 부하가 가장 크게 작용하는 스로틀 전개의 운전 조건에서 각 부분에 발생하는 응력의 크기를 계산하였다. 이러한 열적 거동 해석을 수행함에 있어 블록을 구성하는 영역의 경계 중, 측면의 마운팅 부의 변위는 구속하였으나, 실린더 블록과 실린더 헤드 가 연결되는 헤드 볼트 접촉면에서는 구속 조건을 적용하지 않았다. 그 이유는, 고온의 가스로부터 전달되는 열적 부하에 의하여 실린더 블록의 헤드 볼트 구멍의 위치는 원래의 지점에서 이동을 하게 되며, 실린더 헤드의 볼트 위치도 마찬가지로 연소실에서의 열전달로 인하여 팽창하게 되므로, 이 두 구성체에서 열팽창에 의해 나타나는 헤드 볼트 이동 거리의 차가 무시할 수 있을 정도로 작다고 가정하였기 때문이다. 즉 실린더 헤드에 의한 헤드 볼트의 이동 거리와 실린더 블록에 의한 헤드 볼트의 이동 거리가 동일하게 두 구성체의 접촉면에서 미끄러짐이 발생하지 않는다는 가정하에 계산된 절점 온도에 따른 열응력을 계산하였다.

#### 2.2.3 절점 온도 및 변위의 계산

이상과 같은 방법으로 유체와의 접촉면에서 유체 온도와 열전달 계수가 정해지면 이들 자료를 입력하여 요소 영역에서의 강성 행렬과 열부하 벡터를 계산할 수가 있다. 일단 이들 값이 계산되면 각 요소의 결합 관계를 고려하여 전체 절점에 해당되는 위치로 이 값을 대치함으로써 다음과 같은 행렬 방정식이 만들어 진다.<sup>19)</sup>

$$[K] \{T\} = \{F_{th}\} \quad (2)$$

이 식에서  $[K]$ 는 강성행렬로서 접촉 유체의 열전달 계수와 구성체의 열전도 계수에 의해

결정되며,  $\{T\}$ 는 절점 온도 벡터,  $\{F_{th}\}$ 는 단위 면적당 열유량과 열전달 계수에 의해 결정되는 열부하(thermal load) 벡터이다. 이와 같은 선형 관계식을 계산하는 방법은 여러 가지가 있으나 본 연구에서는 가우스 소거법(Gauss elimination)에 기초를 둔 Cholesky 인수분해<sup>20)</sup>(factorization) 연산법을 사용하였으며, 강성 행렬의 특이성(singularity)의 유무를 판단하기 위한 피봇(pivot)의 기준치는  $10^{-14}$ 의 값을 사용하였다. 각 절점에서의 온도가 계산되면 이를 사용하여 식 (2)와 동일한 형태의 열변형 관계식을 얻을 수 있으며, 이를 마찬가지로 풀면 열에 의한 변형과 응력을 구할 수 있다. 본 해석에 사용한 컴퓨터는 IBM 4381로서 계산 시간은 정상 열전도 해석에 약 7500초가 소요되었으며, 열응력 해석시에는 약 22000초가 소요되었다. Fig.4는 본 연구에서 수행한 열적 거동 해석의 계산과정을 총체적으로 나타내는 그림이다.

### 3. 해석결과 및 고찰

#### 3.1 실린더 블록의 열전도 해석

##### 3.1.1 온도분포특성

열전도 해석을 통하여 나타난 절점 온도를

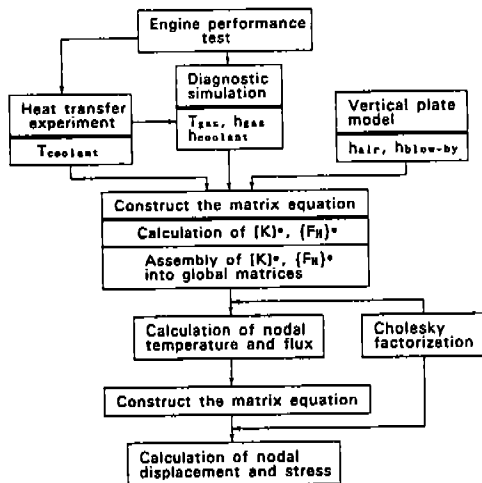


Fig.4 Schematic diagram for the analysis of thermal problems.

실험을 통하여 동일 지점에서 측정된 온도치와 비교하고 그 경향을 파악하기 위하여 Fig.5에 두 결과를 비교하여 도시하였다. 먼저 1번과 2번 실린더에서 상판으로부터 1.6cm 떨어진 흡기쪽 내벽의 중간 깊이에 설치된 탐침(1번과 2번)의 측정 평균 온도와 수치해석을 통해 해당 절점에서 계산된 온도의 크기를 비교해 볼 때, 수치해석을 통한 발생 온도가 실제 측정치보다 10°C 이상 크게 나타남을 알 수 있다. 그 이유는 실험을 통한 내벽면 온도 측정시 열전대 탐침을 해당 위치에 설치하고 냉각수와 접촉을 차단해 주는 것이 필요한데 이는 대단히 어려운 작업이므로 본 실험에서는 V형 가공 홈에 탐침의 끝부분을 단순히 압착하는 방법으로 설치했기 때문에 탐침과 벽면 사이에 냉각수가 침투하여 측정 온도가 실제보다 낮아진 것으로 풀이된다. 각 운전 조건에서 측정된 냉각수의 온도는 거의 일정했기 때문에 회전수의 증가에 따른 두 온도값의 차이는 더욱 커지게 되는데, 1000rpm에서 약 10°C 정도의 차이가 발생하였으나, 1500rpm에서는 17°C, 2000, 2500rpm에서의 온도차는 최고 24°C의 값을 나타냈다. 그러나 외벽면의 나머지 측정점에서 계산된 온도는 탐침에서 기록된 값보다 모두 낮을 뿐 아니라 기관 회전수의 증가에 따른 온도 등락이 거의 없거나 매우 작은 것으로 나타났다. 내벽에 설치된 탐침 1, 2번과 동일한 높이로 1번과 2번 실린더 외벽 표면에 부착된 탐침(3번, 4번) 위치에서의 계산 결과는 측정 온도와

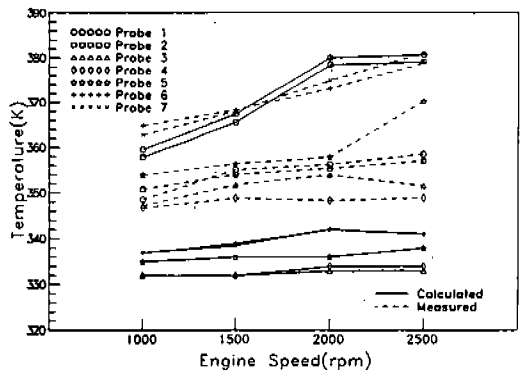


Fig.5 Comparison of calculated temperatures with experimental results.

약 15~20°C의 차이를 두고 회전수의 증가에 관계없이 거의 일정하게 나타났다. 이와 같이 그 경향은 유사하나 온도의 크기가 다른 이유는 실제 외벽면의 온도에 영향을 줄 것으로 예상되는 각종 부속물로부터의 열전달 현상을 고려하지 못하고 외벽면을 모두 외기와 접촉면으로 가정한 데 따른 오차로 판단된다. 이와 같은 온도차 발생의 주원인으로는 먼저 측정점과 인접한 고온의 실린더 헤드로부터의 전도 및 복사 열전달을 들 수 있으며, 가열된 각종 부속물과의 접촉면에서의 열전도도 외벽면의 온도에 무시할 수 없는 영향을 미칠 것으로 생각된다. 한편 3, 4번 탐침과 동일한 높이로 배기쪽 외표면에 설치된 나머지 탐침(5, 6, 7번) 위치에서의 온도 계산 결과는 흡기쪽의 온도보다 약간 높은데 불과하나, 측정 온도와의 차이는 배기관과 인접한 2번과 3번 실린더에 설치된 6번과 7번 탐침에서 더욱 크게 나타났다. 이러한 현상은 인접 배기관으로부터의 열전도와 복사열이 큰 영향을 미치기 때문으로 풀이된다. 왜냐하면 배기관에서 멀리 떨어져 있는 것을 제외하고는 이 두 측정점과 동일한 높이의 1번 실린더 배기쪽 외벽면에 설치된 탐침 5번에서의 측정 온도는 이들보다 각 운전 조건에서 10°C~14°C정도 낮은 값을 나타냈기 때문이다. 따라서 실제로는 기관 회전수의 증가시 과열된 배기관의 영향으로 인하여 벽면 온도는 급격히 상승하나 계산시에는 열전달 상수의 평균값을 사용하였기 때문에 이러한 현상이 나타나지 않고 있다. 이러한 외벽면 온도의 대소는 그 중요도가 비교적 작고, 그 전도 열전달이 내부의 고온 발생지역에 큰 영향을 미치지 않을 것으로 추측되나, 더 정확한 계산을 위해서는 추후 실험을 통한 벽면 주위의 각종 부속물로부터의 열전달 현상과 접촉 유체와의 대류 열전달 관계식의 국소적 차이를 고려한 수치해석이 병행되어야 할 것으로 사료된다.

Fig.6은 회전수 1000rpm에서 발생하는 상판 요소에서의 온도 분포 양상을 도시한 것인데 가스와의 접촉하고 있는 실린더 내벽이라 하더라도 원주 방향을 따라서 온도의 크기는 상당한 차이가 있음을 알 수 있다. 즉 인접 실린더 부근의

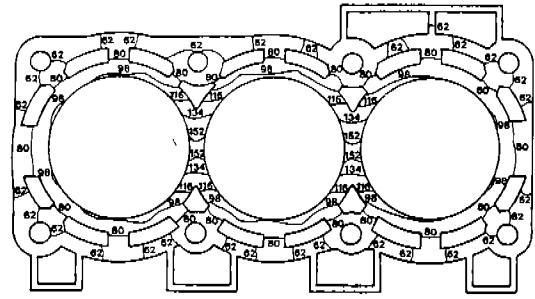


Fig.6 Temperature distribution of the top deck surface.(1000rpm, WOT ; unit : °C )

내벽은 부분적으로 159°C의 높은 온도를 기록한 반면 그 지점에서 멀리 떨어진 부분에서의 내벽 온도는 상대적으로 매우 낮은 약 100°C 이하의 값을 나타냈다. 또한 인접 실린더 사이의 상판 부분에 속하는 두 측정점에서의 발생 온도의 크기와 그 분포는 거의 차이가 발견되지 않았으며, 외벽에 발생하는 온도의 분포는 내벽면에서 전달되는 열이 대부분 두벽 사이의 냉각수로 흡수되는 관계로 약 70°C 이하의 비교적 균일한 양상을 나타내었다. 이와 같이 두 인접 실린더 사이의 상판 요소에서 매우 높은 온도가 발생하는 이유는 이 부분이 가스로부터 가장 많은 열이 유입되는 측정점임에도 불구하고 냉각수와 외벽의 접촉면이 멀리 떨어져 있으며 두 실린더에서 동일한 열적 부하가 작용하므로 인하여 열효율이 정체되어 있는 부분에 속하기 때문으로 풀이된다. 1500rpm에서 스로틀 밸브를 전개했을 때 온도의 최고치는 인접 보어의 상판 중심 요소에서 192°C로 나타나 1000rpm의 경우보다 약 33°C 정도 큰 값을 나타냈으며, 인접 실린더 사이의 요소로부터 멀리 떨어진 내벽의 온도도 1000rpm의 경우보다는 10~14°C 정도 높은 94~114°C의 값을 나타냈다. 또한 외벽의 온도는 약 4°C 미만의 온도 상승을 나타내므로써 열적 부하가 커질 경우 가스와의 접촉면에서는 급격한 온도 상승이 관찰되는 반면 그와 멀리 떨어진 부분일수록 온도 상승의 폭이 두드러지게 감소한다는 것을 알 수 있었다.

Fig.7은 2000rpm의 운전조건에서 실린더 사이

의 상판 요소에 발생하는 온도 분포를 도시한 것이다. 상판에서의 최고 온도는 앞의 운전 조건에서와 마찬가지로 두 인접 실린더 중앙에서 발생하였고 그 크기는 약 246°C를 나타냈으나, 이러한 고온 발생 지역은 극히 일부에 국한되어 있고 중앙에서 바깥으로 진행하면서 상당한 양으로 감소하여 내벽이 분리되는 시점에서는 약 164°C 이하로 급격히 감소하는 경향을 보였다. 또한 최고 온도가 발생하는 지점에서 멀리 떨어진 내벽에서의 온도값은 140°C 이하로 동일한 내벽면이라고 하더라도 100°C 이상의 차이를 나타내고 있음을 알 수 있었다. Fig.8은 2000rpm, 스로를 전개의 운전 조건에서 2번과 3번 실린더 사이의 수직 단면에 발생하는 온도장을 도시한 것으로, 그 등온선이 수직축에 대해 거의 완전한 대칭 형태를 이루고 있음을 알 수 있다. 특히 두 인접 내벽의 접촉부에서의 등온선은 냉각 통로의 영향으로 상판을 중심으로 타원형을 이루고 있으며 아래방향으로 갈수록 온도는 급속히 감소하여 하사점 근처 부분에서의 외벽과 거의 동일한 값을 기록하였다.

3.1.2 열유동 특성

계산된 온도 분포에 근거하여 2000rpm의 운전 조건에서 발생하는 실린더 블록에서의 열흐름을 Fig.9에 벡터 형태로 표시하였다. 먼저 상

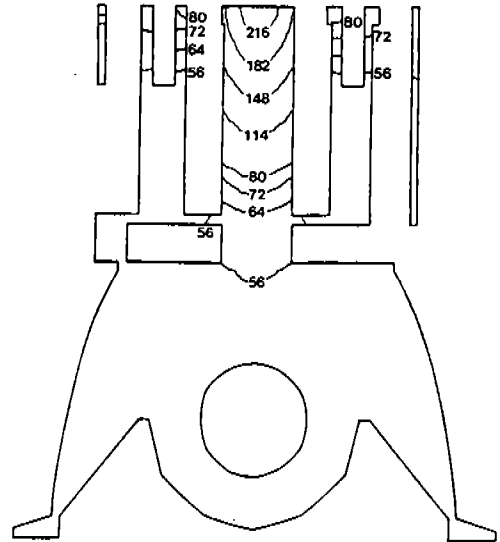


Fig.8 Isothermal lines in the hot regions of vertical section between #2, and #3 cylinders.(2000rpm, WOT; unit : °C)

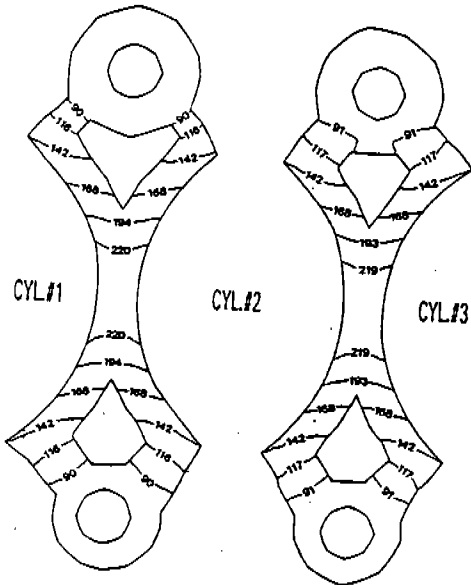


Fig.7 Isothermal lines in the hot regions between each cylinder.(2000rpm, WOT; unit : °C)

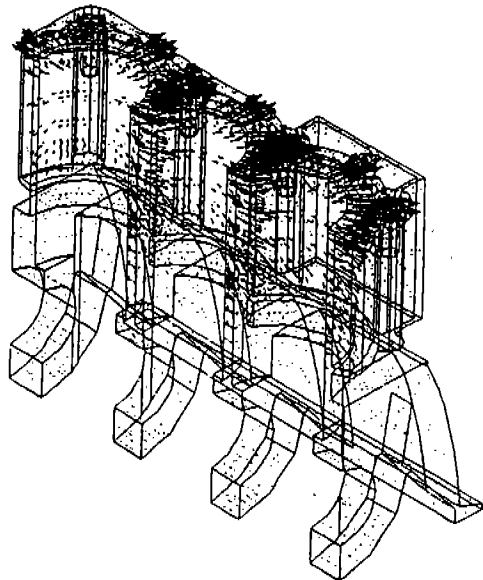


Fig.9 Heat flow configurations of half cylinder block.(2000rpm, WOT)

판에서의 열흐름을 살펴 보면 각 실린더의 내벽에서 원주 방향의 열흐름은 거의 관찰되지 않고 있는 반면, 연소 가스로부터 유입된 열의 대부분이 각 보어를 중심으로 반경 방향으로 이동하고 있음을 알 수 있다. 또한 열흐름의 전체적인 양상은 온도 분포와 마찬가지로 중심 단면에 대하여 대칭인 형상을 갖고 있으며 길이 방향의 2번 실린더 중심 단면에서도 좌우 대칭의 열흐름이 일어나고 있음을 관찰할 수 있다. 인접 두 실린더로부터 열적 부하에 의하여 높은 온도가 발생하는 지점에서의 열흐름은 실린더 중심선을 기준으로 아래, 윗 방향의 냉각수 쪽으로 그 경로가 집중되어 있을 뿐 아니라 전체적으로 가장 많은 열이 이 경로를 통하여 이동하고 있다는 것을 보여준다. 기타 운전 조건에서의 상판 부분의 열흐름도 이와 동일한 방향으로 열이 유출되고 있으나 전반적인 온도의 상승보다는 최고 온도의 차이로 인하여 실린더 사이의 상판 요소에서의 열흐름이 상당량 차이를 보였다. 이 부분에서 나타난 단위 면적당 열흐름의 최고치는 1000rpm의 경우에  $358\text{kW/m}^2$ 의 값을 나타내었으며, 1500rpm의 경우 상당량 증가한  $410\text{kW/m}^2$ , 2000rpm에서는 최대 열흐름의 크기는  $459\text{kW/m}^2$ 로 나타났고, 2500rpm에서는 2000rpm보다 약  $18\text{kW/m}^2$  정도 증가한 값을 나타내므로써 기관 회전수가 증가함에 따라 열흐름의 최고치는 온도의 증가와 함께 상당한 폭으로 증가하고 있다는 사실을 알 수 있었다. 수직 단면에서의 열흐름은 발생 온도장으로부터 예측할 수 있듯이 좌우 대칭으로 유동하며, 상판에서는 수평 방향으로 열흐름이 주로 일어나나 아래쪽으로 진행함에 따라서 연직 방향의 성분이 점점 커지고 있음을 알 수 있다. 또한 온도가 가장 높은 상판에서는 열유동이 매우 크게 나타나는 반면 하사점 근처에서는 그 크기가 미미하고 외벽을 포함하는 기타 영역에서의 열유동은 거의 관찰되지 않고 있다.

이상과 같은 열전도 해석 결과를 종합하여 볼 때 각 부분에 나타나는 온도분포의 특성으로 열전달 상수의 대소에 따라 전체 온도의 등락은 관찰할 수 있으나 온도 분포의 형상 및 열흐름의

특성은 전 운전 조건에서 거의 동일함을 알 수 있었다. 또한 각 운전 조건에서 최대 온도가 발생하는 지점은 전운전 조건에 걸쳐 1번과 2번 실린더의 내벽이 합쳐지는 부분의 상판 요소로서, 급격한 온도 상승이 관찰되었으며 이 점을 중심으로 등온선이 타원 형상으로 형성되어 있고, 동일 내벽이라 하더라도 냉각수 통로의 영향을 심하게 받아 원주 방향으로 심한 온도 구배가 형성됨으로 알 수 있었다. 또한 최대 열흐름이 나타나는 부분은 전 운전 기관에서 공통적으로 2번 실린더와 좌상의 헤드 볼트가 연결되는 상판의 증가 절점에서 관찰되었다.

일반적으로 기관이 원활하게 운전되기 위해서는 실린더 내벽의 적절한 온도유지가 필수적인데, 이는 윤활 조건이나 미끄럼 면 사이의 마찰에 의한 마모, 부식 등에 영향을 받는다. 즉 실린더 내벽면의 온도가 너무 낮으면 부식물의 응축이나 마찰계수가 증가하는 등의 부작용이 발생할 가능성이 높으며, 너무 높을 경우에는 윤활유가 탄화(carbonization)되거나 피스톤 링이 들러 붙은 현상(sticking)이 발생할 가능성이 커지게 된다. 따라서 터보 과급이나 4밸브 시스템 등의 채용으로 출력을 증가시키려 하는 경우에는 본 해석 결과보다 더 심한 국부적 온도 상승이 예상되므로 열전도 해석을 비롯하여 예상되는 많은 역기능에 대한 더욱 세밀한 연구가 뒷받침되어야 할 것으로 사료된다. 왜냐하면 이와 같은 국부적 온도 상승은 전술한 바 이외에도 그 정도가 과다할 경우 노크(knock) 등의 비정상적인 연소를 유발할 수 있을 뿐 아니라 과다한 열응력 발생을 초래할 것이므로 냉각 통로의 개선이나 냉각수의 유동을 향상시켜 가능한 한 이를 방지할 수 있는 대비책을 마련하는 것이 바람직하다 하겠다.

## 3.2 열응력 및 열변형 특성 해석

### 3.2.1 열응력 해석

열전도 해석의 결과로서 계산된 각 절점에서의 온도를 입력 자료로 하여 실린더 블록의 각 부분에 발생하는 열응력을 해석하였다. 이러한 열응력은 각 부분의 온도 분포가 불균일하여



서로 다른 양으로 팽창하려는데 반해 연속체로 유지하기 위해 생기는 응력이며, 본 연구에서는 열응력이 발생하지 않는 기준 온도를 상온인 25℃로 가정하였다.

먼저 1000rpm의 운전 조건에서 상판 요소에 발생하는 열응력의 분포를 Fig.10에 도시하였다. 그림에 나타난 응력은 von Mises 응력이며 이 부분에 나타난 최대 응력의 크기는 약 65.3MPa로서 2번 실린더 내벽면의 상판 바로 아래 절점에서 관찰되었다. 전체적인 열응력은 발생 온도와는 달리 상당히 불규칙하게 분포되어 있는 것을 볼 수 있는데, 이는 열응력이 발생 온도의 대소보다는 하나의 요소를 구성하고 있는 각 절점의 온도차에 의하여 그 크기가 결정되기 때문에 비교적 낮은 온도를 기록하였던 외벽 부분에서도 열응력이 상대적으로 크게 나타나는 부분이 존재하게 된다. 각 실린더의 내벽이 합해지는 고온 발생 지역에서의 높은 열응력은 주로 압축 응력을 나타내는데, 그 이유는 이 부분에 포함된 요소들의 온도 상승에 상응하는 신장을 주위의 상대적 저온 구역에서 제지하기 때문이다. 따라서 비교적 낮은 온도 영역에 속하는 요소들이 받는 응력은 반대로 인장 응력이 주를 이루게 되며, 내벽과 외벽을 연결해 주는 부분에서는 두 벽면 사이의 온도차가 크기 때문에 내벽은 바깥으로 팽창하고자 하나 외벽은 온도 상승이 적어 이를 억제하는 방향으로 하중을 작용하게 되므로 29MPa 이상의 비교적 높은 응력이 발생하게 된다. 기관 회전수가 증가함에 따라서 상판의 응력분포는 유사한 반면, 최대 열응력의 크기는 상당히 증가하여 1500

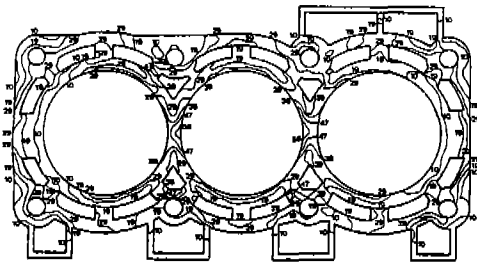


Fig.10 Distributions of the thermal stress of top deck.(1000rpm, unit : MPa)

rpm에서는 84.8MPa, 2000rpm과 2500rpm에서는 각각 114MPa과 118MPa의 값을 나타내었다. 이 부분에서 발생하는 응력장의 또 다른 특징은 1번 실린더 내벽의 좌측 부분과 3번 실린더의 우측 부분에서 발생하는 열응력이 외벽보다도 더 낮은 값을 기록하고 있다는 것이며, 이 부분이 전체적으로 최소 열응력 발생 구역에 속해 있다는 것이다. 이러한 결과는 이 부분에서 발생하는 온도가 비교적 높다 하더라도 그 분포가 균일하여 각 부분의 팽창량은 거의 동일한 값을 나타내기 때문으로 풀이된다.

Fig.11은 2000rpm에서 계산된 열응력의 분포를 상판과 응력이 크게 발생하는 2번과 3번 실린더 중간 수직 단면에 대해서 도시한 것이다. 이 수직 단면에서의 응력 양상을 살펴 보면 열전도 해석 결과 이 부분의 등온선이 중심부에 대하여 대칭을 이루고 있던 관계로 이 부분에 발생하는 열응력의 형상도 대칭에 가까운 분포를 하고 있음을 관찰할 수 있다. 다만 열전도 해석에서는 변위 구속 조건이 발생 온도의 대소에 무관하여 스킵트 부분의 온도가 거의 비슷하게 발생하였으나, 열응력 해석시에는 온도

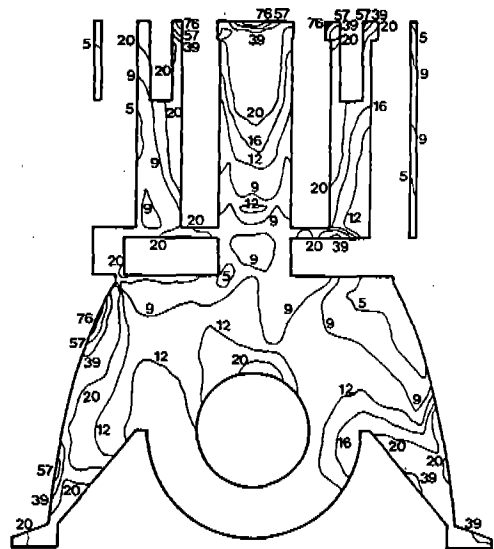


Fig.11 Distributions of the thermal stress of the vertical section between #2 and #3 cylinders.(unit : MPa)

증가에 따른 자유 팽창을 마운팅 부분이 억제하므로 이 영역에서의 응력이 다른 동일 온도 영역보다 더 높은 값을 나타내고 있음을 알 수 있다.

열응력 해석 결과를 토대로 각 부분의 응력을 살펴볼 때 전체적으로 그 값이 큰 부분은 상판 근처에 집중되어 있으므로 불균일 온도 분포에 의한 열응력이 문제되는 부분을 상판 인접 지역으로 한정할 수 있다. 따라서 상판 부분 중 응력이 크게 나타나는 인접 실린더 사이의 요소에 대한 열응력의 분포를 살펴보기 위하여 2000rpm일 때 1번과 2번 실린더, 2500rpm일 때 2번과 3번 실린더 사이의 상판 요소에 발생하는 응력을 Fig.12에 도시하였다. 먼저 1번과 2번 사이의 상판 요소에 발생하는 응력을 살펴보면 보어 인접 요소에서의 응력이 1번보다 2번 보어의 내벽 요소에서 더 크게 나타나는 것을 알 수 있다. 그러나 이러한 경향은 냉각수 통로쪽으로 접근함에 따라 사라지고, 내벽에 발생하는 응력 분포가 상하와 좌우로 거의 대칭 형상을

이루고 있음을 관찰할 수 있다. 이와 같은 경향은 2번과 3번 실린더 보어 사이에서도 관찰되고 있는데, 두 경우 모두 헤드 볼트 연결부에서도 큰 응력이 발생하고 있으나 그 범위가 매우 작으므로 상판 부분에서 열응력이 가장 문제가 되는 영역은 2번 실린더의 보어에 인접한 내벽이라고 생각할 수 있다. 이 부분에서는 두께 방향에 따른 열응력의 변화율이 큰 값을 나타냈으며, 2000rpm의 경우 두께가 4.75mm인데 비하여 20MPa이상의 응력차가 발생하였다. 이와같이 두께 방향의 응력 변화율이 크게 되면 내벽이 외벽과 연결, 보강되어 있다 하더라도 연속적으로 굽힘을 받게 될 것이며, 핵심한 운전 조건하에서는 실린더 보어의 위가 넓어져 수직선이 곡선 형태로 변형되므로써 기관 성능에 악영향을 초래할 가능성도 간과할 수 없다 하겠다.

이상에서 살펴 본 각 운전 조건에서의 발생 열응력은 기관 회전수가 증가함에 따라서 상당한 폭으로 증가하고 있음을 알 수 있는데, 비록 정상 운전 중의 저속 상태에서는 열응력으로 인한 문제 발생의 소지가 거의 없다고 하겠으나, 실제 기관의 운전 초기에는 기관 구성체의 온도가 상온이면서 고온 고압의 연소가스와의 접촉은 불가피할 것이므로 본 연구와 같은 정상 상태 결과와는 다른 열응력의 발생을 예측할 수 있다. 따라서 상온에서부터 시작되는 비정상 열전도 해석 및 그에 따른 열응력 해석을 통하여 시동 초기의 구성체의 열적 거동 해석을 수행하여 보는 것이 필요하나 이는 엄청난 계산 시간과 시동 초기부터 정상 운전 진입시까지의 연소 가스의 상태와 냉각수의 온도 및 열전달 계수를 정확하게 구해야 하는 여러 가지 어려움이 있다. 기관이 가열되어 정상 운전 상태로 진입한 후에는 회전수가 높아짐에 따라 발생 열응력은 상당한 폭으로 증가하게 된다. 비록 최대 열응력이 발생하는 부분이 최고온도 발생 구역과 완전히 일치하지는 않으나 그 인접 지역으로서, 2500rpm의 경우 최고 열응력 발생 부분의 온도가 230°C에 도달하게 된다. 따라서 출력 증가를 위하여 가스압의 온도와 압력을 증가시키는 방법을 채택할 경우 더 높은 응력과

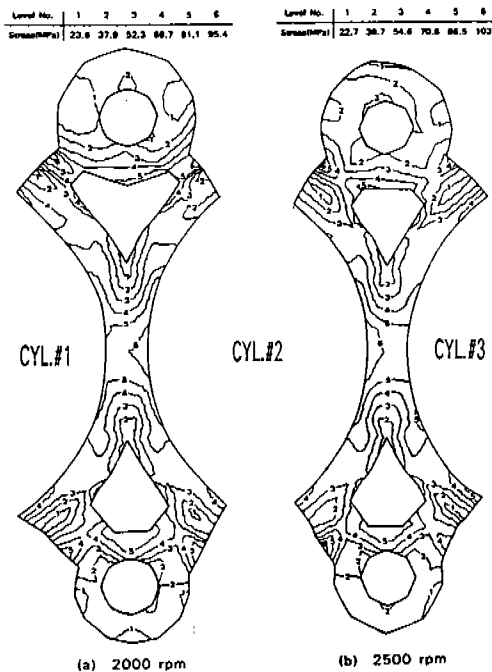


Fig.12 Distributions of thermal stress of the top deck between adjacent cylinders.

고온의 발생이 예상되므로 크립(creep)으로 인한 영구 변형 가능성에 대한 연구도 병행되어야 할 것으로 사료된다.

3.2.2 열변형 특성

Fig.13은 2000rpm의 운전 조건에서 상판의 열 변형 형상을 점선으로 확대하여 도시한 것으로, 전체적인 상판의 변형 형상은 외벽이 바깥으로 일정하게 팽창한 형태를 보여주고 있음을 알 수 있다. 그러나 기관의 성능과 직접적인 관계가 있는 실린더 보어의 변형 형상은 인접 실린더 내벽이 합해지는 a-b부분에서의 변위가 다른 부분보다 매우 작은 반면, 길이에 수직한 c-d방향의

보어 반경은 상대적으로 큰 변형을 나타내므로써 2번 실린더의 보어는 타원형의 변형 형상을 하고 있다. 1번과 3번 실린더의 보어 형상도 원형인 상태를 유지하지는 못하나 전체적인 변형 형상이 2번 보어보다는 양호한 편이므로 2번 실린더 보어의 변형 특성을 높이 방향으로 세밀히 관찰하기 위해서 Fig.14에 보어 중심을 포함한 단면에서의 변형 형상을 도시하였다. 이 그림을 살펴 보면 길이에 수직한 방향의 보어 반경은 높이에 따라 경사진 형태의 변형을 하고 있음을 알 수 있다. 즉 보어 상부는 열팽창이 큰

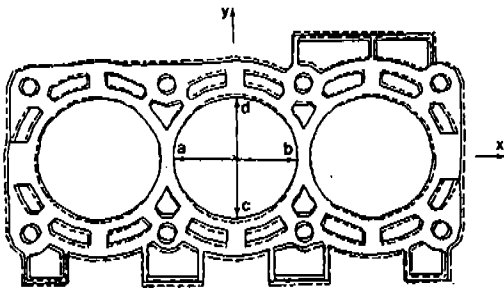


Fig.13 Deformed shape of the top deck.(2000rpm)

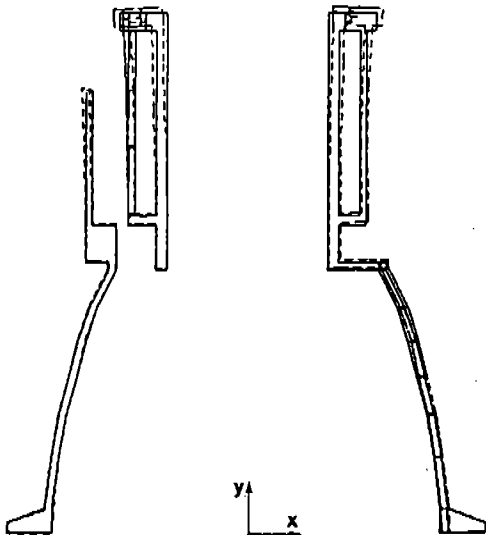
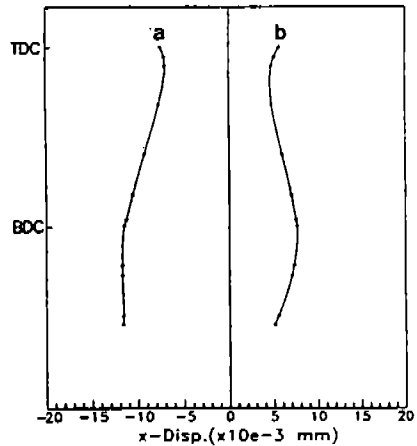
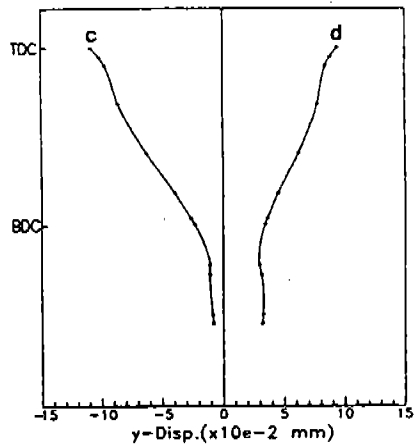


Fig.14 Deformed shape of the vertical section of #2 cylinder.(x=0, 2000rpm)



(a) x-dir. displacement



(b) y-dir. displacement

Fig.15 Deformed configurations of #2 cylinder bore.

고온 영역에 해당하므로 바깥으로 많이 이동한 반면 아래 방향으로 갈수록 변위가 줄어들어 역사다리꼴의 형태를 나타내게 된다. 이와 같은 2번 실린더 보어의 변형 형상을 각 운전 조건에서 구체적으로 파악하기 위하여 Fig.15에 길이 방향과 이에 수직인 방향의 변위를 도시하였다. 먼저 Fig.13에 표시된 a, b점을 포함한 아래 방향의 절점에서 보어의 길이 방향( $x$ 방향)의 변형 형상을 살펴보면 상판에서의 팽창이 그 바로 아래 부분보다 크고 밑으로 내려 오면서 변위가 증가하는 경향을 보임으로써 단지형의 변형 형태를 나타내고 있다. 이때 변형 후의 보어 지름의 최대 증가폭은 0.0191mm로 하사점 근처에서 나타났으며, 보어 지름의 최소 증가폭은 상판 바로 아래 부분에서 0.0118mm를 기록하므로써 최대, 최소 지름의 차이는 0.0074의 아주 작은 값을 나타냈다. 또한  $x$ 방향의 전체적인 보어 변형 형상을 살펴보면, 하판(lower deck)을 통하여 내벽과 연결되어 있는 블록 외벽에 부착된 블로우바이 가스의 통로가 길이 방향에 대하여 비대칭 강성을 제공하기 때문에 보어의 중심에 대하여 비대칭의 변형 형상을 나타내고 있다. 다음에 Fig.13에 도시된 c, d점을 포함한 보어 아래 방향의 절점에 나타나는  $y$ 방향의 변위를 살펴 보면 전술한 바와 같이  $x$ 방향의 변위보다 훨씬 큰 값을 갖는다는 것을 알 수 있다. 높이에 따른 지름의 증가량은 상판 위의 절점 c와 d에서 가장 큰 0.2025mm를 나타냈으며, 이는 보어 가장 아래 부분에서 발생하는 0.0401mm의 최소변위보다 0.1624mm 큰 값을 기록하므로써 길이에 수직인 상하 단면의 전체적인 변형 형상은 역사다리꼴을 하고 있는 것을 볼 수 있다. 한편 여러 높이에서 원형 보어의 변형 형상을 살펴 보면 실린더 윗 부분에서는  $y$ 방향의 변위가 동일 높이에서의  $x$ 방향 변위보다 크기 때문에 장경이  $y$ 축을 향하는 타원 형상이 되나 아래로 진행할수록 원형에 가까워지게 되며, 하사점 근처에서는 반대로 장경이  $x$ 축을 향하는 타원 형상을 나타내게 된다. 이러한 결과를 토대로 발생할 수 있는 문제점을 지적한다면 보어의 열변형이 과다하여 피스톤과의 간격이 적당하지 못하면 기관의 성능을

저하시키는 여러가지 현상이 발생할 수 있다는 것이다. 즉 보어의 반경 방향으로의 팽창량이 균일하지 못하면 반경이 작은 부분에서의 스키핑(scuffing) 현상이 일어나서 피스톤을 손상시킬 뿐 아니라 마찰 증가로 인하여 많은 동력 손실을 초래하게 된다. 반면 반경이 넓은 부분에서는 피스톤 옆면이 내벽을 치는 슬랩(slap) 현상으로 소음이 증가할 뿐 아니라 연소 가스의 누출로 인하여 효율 감소와 윤활유 소모의 증가를 가져올 가능성이 있다. 이러한 현상을 방지하기 위해서는 실린더 블록의 형상 변화에 의한 열변형특성의 개선보다는 피스톤의 열변형을 고려한 최적치수의 선정이 바람직하며 따라서 추후 이와 관련된 연구가 동시에 진행되어야 할 것으로 생각된다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 경승용차용 기관의 실린더 블록을 해석 대상으로 측정된 자료에 근거한 열전도 해석을 수행하여 각 부분에 나타나는 온도 분포와 열유력의 분포 특성을 고찰하고, 그 변형 특성을 기관의 성능과 관련하여 파악하였다. 본 연구에서 나타난 결과를 요약하여 정리해 보면 다음과 같다.

1. 열전도 해석을 수행한 결과 최고 온도는 두 실린더 사이의 상판 요소에서 발생하였으며, 이 점을 중심으로 등온선이 타원 형상으로 형성되어 있고, 동일 내벽이라 하더라도 냉각수 통로의 영향을 심하게 받아 원주방향으로 심한 온도 구배가 형성됨을 알 수 있었다.
2. 최대 열흐름이 발생하는 부분은 전 운전 기관에서 공통적으로 2번 실린더와 좌상의 헤드 볼트가 연결되는 상판의 중간 절점에서 관찰되었으며, 인접 두 실린더로부터의 열적 부하에 의해 높은 온도가 발생하는 상판지점에서는 냉각수쪽으로 수평 방향의 열흐름이 주로 일어나나 아래쪽으로 진행함에 따라서 열유동이 작아지면서 그 연직 방향의 성분은 점점 커지는 경향을 나타냈다.

3. 불균일 온도 분포에 의한 열응력은 상판의 고온 발생 구역 근처에서 두드러지게 나타났으며 최대 열응력은 두 실린더의 내벽에 합해지는 상판 표면의 바로 아래 요소에서 발생하였다. 그러나 실린더 내벽의 아래 방향을 따라 열응력의 크기가 급격히 감소하는 경향을 나타내므로써 열응력이 문제되는 부분은 상판 인접 지역으로 한정할 수 있다.
4. 출력 증가를 위하여 가스압의 온도와 압력을 증가시키는 경우 더 높은 응력과 고온의 발생이 예상되므로, 심한 열적 부하를 연속적으로 받는 경우의 장애 요인을 예상하기 위해서는 노크와 크립에 대한 연구와 열적 피로로 인한 크랙 발생 가능성에 대한 연구도 병행해야 할 것으로 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, 1973, pp.561~573.
2. H.Hassan, "Unsteady Heat Transfer in a Motored I.C. Engine Cylinder", Proc Instn Mech Engrs, Vol.185, 80/71, 1970~71, pp.1139-1148.
3. C.C.J.French, "Problems Arising from the Water Cooling of Engine Components", Proc Instn Mech Engrs, Vol.184, Pt 1 No.29, 1969~70, pp.507~542.
4. N.D.Whitehouse, "Heat Transfer in Compression-Ignition Engines ; First Paper : Heat Transfer in a Quiescent Chamber Diesel Engine", Proc Instn Mech Engrs, Vol.185 72/71, 1970~71, pp.963~975.
5. V.D.Overbye, J.E.Bennethum, O.A.Uyehara and P.S.Myers, "Unsteady Heat Transfer in Engines", Trans.Soc.Automot. Engrs., N.Y.1961, 69, pp.461~494.
6. W.J.D.Annand, "Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines", Proc Instn Mech Engrs, Vol.177,

- No.36, 1963, pp.973~990.
7. A.Garro and V.Vullo, "Some Considerations on the Evaluation of Thermal Stress in Combustion Engines", SAE 780664, 1978, pp.2563-2592.
8. 홍대희, "기관 실린더 블록 및 피스톤의 열적 거동에 관한 연구", 고려대학교 석사학위 논문, 1987.
9. Y.Nozue, H.Satoh and S.Umetani, "Thermal Stress and Strength Prediction of Diesel Engine Cylinder Head", SAE 830148, 1983, pp.1~7.
10. R.Bertodo and T.J.Carter, "Stress Analysis of Diesel Engine Cylinder Head", Strain Analysis, Vol.6, No.1, 1971, pp.1~12.
11. 김병탁, "유한요소법에 의한 실린더 헤드의 온도 분포 및 열응력 해석", 고려대학교 석사학위 논문, 1987.
12. 임영훈, "유한요소법에 의한 실린더 헤드의 비정상 상태 온도분포 및 열응력 해석", 고려대학교 석사학위 논문, 1988.
13. R.S.Benson and N.D.Whitehouse, "Internal Combustion Engines", Pergamon Press, 1979.
14. 홍진관, "터보과급 가솔린 기관의 열전달에 관한 연구", 고려대학교 박사학위 논문, 1988.
15. 이한우, "3기통 4사이클 가솔린 기관의 연소 특성과 실린더내 열전달 특성의 규명을 위한 기관성능진단해석", 고려대학교 석사학위 논문, 1991.
16. A.K.Haddock, "Practical Applications of Finite Element in Stressing of Diesel Engine Components", Unknown Paper, pp.141-143.
17. Gnielinski, "The Heat Transfer within the Combustion Engines", MTZ 47, 1986, pp.9~12.
18. J.P.Holman, "Heat Transfer", McGraw-Hill, 6th ed., 1986.
19. N.Kikuchi, "Finite Element Methods in Mechanics", Cambridge University Press, 1986.
20. K.J.Bathe, "Finite Element Procedures in Engineering Analysis", Prentice-Hall, 1982.