

소형 가솔린 기관의 정상 열전도 특성에 관한 연구

김 병 탁

Study on the Steady-State Heat Conduction Characteristics of a Small Gasoline Engine

B. T. Kim

Abstract

In this paper, heat conduction characteristics of the cylinder block of a small 3 - cylinder, 4 - stroke gasoline engine were analyzed using the 3 - dimensional finite element method. Based on the experimental data, the engine cycle simulation was carried out in order to obtain the heat transfer coefficient and the temperature of the gas and the mean heat transfer coefficient of the coolant. Heat transfer data of the gas, which were averaged with respect to exposure time to the wall, were taken as convective boundary conditions corresponding to the operating conditions to obtain the temperature fields of the block. Finally silicon nitride(Si₃N₄) was taken as the material of the block liner in order to investigate its temperature distribution characteristics and compare the results with the original ones.

1. 서 론

자동차가 생활의 필수품으로 인식되고 있는 현 시점에서 국내 자동차 업체는 각기 기관의 성능을 향상시키기 위한 노력을 꾸준히 계속해 오고 있다. 특히 좁은 도로, 과다한 교통량, 부족한 주차 공간 등의 문제를 안고 있는 우리로서는 소비자의 차량 소유 욕구를 충족시키면서 고유가 시대의 경제성과 공해 감소 등을 고려한 차량 기관의 경량화에 큰 관심을 기울여야 할 때다. 그러나 경승용차용 기관은 배기량이 작기 때문에 타 기관에 비해 출력이 약할 수 밖에 없으며, 이는 가속 성능과 등판 능력을 저하시켜 냉방 장치 등을 가동할 경우 원활한

운전에 지장을 줄 수 있으므로, 이에 대한 개선책이 꾸준히 강구되어야 한다. 즉 경제성을 고려한 경승용차용 기관이 여러 운전 조건 하에서 원활히 운전되기 위해서는 주행에 필요한 동력 뿐만 아니라 각종 구동 장치에 소요되는 동력도 충분히 전달할 수 있는 고출력화 방안이 연구되어야 한다. 그러나 이러한 출력 증가 방안은 필연적으로 연소실 내의 압력과 온도를 상승시켜 실린더 블럭이나 헤드 등의 기관 구성체에 큰 응력을 유발한다. 또한 가혹한 운전 조건 하에서 냉각 계통의 기능이 원활하지 못할 경우 기관 구성체의 온도 상승에 따른 영구 변형이 발생할 수 있으며, 이러한 경우에는 가스의 누출로 인하여 출력이 감소되어 본래의 목

* 부경대학교 정밀기계공학과 (원고접수일 : 97년 2월)

적인 성능향상을 기대할 수 없는 경우도 상정할 수 있다. 이러한 역효과의 주원인은 기관 구성체의 과다한 온도 상승이므로 성능을 개선하기 위한 여러 방안을 검토하기 위해서는 먼저 기관 구성체에 발생하는 온도 분포와 열흐름에 대한 정확한 해석과 그 예측 기법이 정립되어 있어야 한다. 일반적으로 기관의 열전달에 관한 연구는 출력과 관련된 성능 개선 방안의 하나로 주로 유체 분야에서 수행하여 왔으나^{1)~5)}, 최근에는 고출력 기관의 장애요인 검토를 위한 기관 구성체의 열부하(thermal loading)에 따른 온도 분포 및 열응력도 상당히 중요시 되고 있다^{6)~11)}. 본 연구에서는 경승용차용 실린더 블럭을 대상으로 기관 회전수 1000, 1500, 2000, 2500 rpm에서 최대 열부하를 나타내는 운전 상태에 대한 정상 열전도 해석을 수행하였으며, 블럭 내의 열흐름을 규명하기 위하여 냉각 계통과의 상관 관계를 파악함과 동시에 새로운 소재를 구성체 일부에 적용하였을 때 발생하는 열전달 특성을 검토하였다. 이와 같은 연구를 통하여 정립된 해석 기법은 연소 과정이 상이한 디젤 기관에도 상당 부분 적용될 수 있을 것으로 생각되며, 성능 향상을 목표로 한 기관의 부분적 변경이나 세라믹 등의 신 소재를 이용한 새로운 기관을 개발할 때 열응력 계산의 입력치를 제공해 줄 뿐만 아니라 새롭게 도출 가능한 장애 요인을 설계 단계에서 검토할 수 있는 자료를 제공해 줄 것으로 사료된다.

2. 수치해석

2-1 해석모델

본 연구에 사용된 기관은 3기통 4사이클 승용차용 가솔린 기관이며, Table 1은 해석 기관에 관한 제원을 나타낸 것이다. Fig.1은 실린더 블럭에 대한 유한요소 모델을 도시한 것으로 구성된 요소의 수는 8744개이며 절점수는 12531개로서 범용해석 프로그램인 CAEDS를 사용하였다. 사용된 요소는 대부분 6면체 요소이며 구석 부분이나 갑자기 형상이 변하는 부분에서는 6절점 프리즘 요소를 사용하여 실제 형상과 근접하게 모델링하였다. 또한 실린더 내벽은 열부하에 의해 나타나는 열전

Table 1 Specification of the engine.

| Item | Specification |
|-----------------------|----------------------------------|
| Type | 3 Cyl in Line - OHC Water cooled |
| Piston Displacement | 796cc |
| Bore × Stroke | 68.5 × 72.0(mm × mm) |
| Connecting rod Length | 112mm |
| Compression Ratio | 9.3 : 1 |
| Max. Output | 41/5500(PS/rpm) |
| Max. Torque | 58.8/3000(N · m/rpm) |

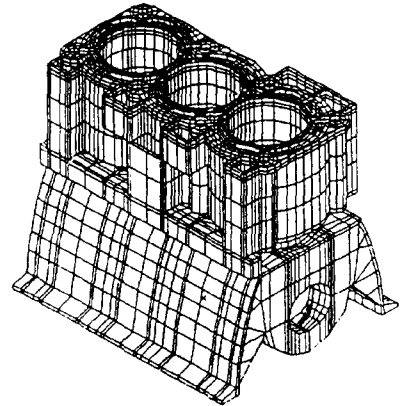


Fig. 1 Finite element model of the cylinder block.

달 현상을 세밀하게 파악하기 위하여 두께 방향으로 조밀하게 구성하였으며, 상판 부분은 특히 높은 온도발생이 예상되므로 가능한 한 원형의 형상을 살려 작은 요소로 격자를 구성하였다.

2-2 열전달 상수의 결정

실린더 내의 혼합물의 상태는 크랭크각에 따라 계속 변화하므로 그 온도와 열전달계수도 주기적으로 변화한다. 그러나 연소실내의 혼합물의 상태 변화의 주기가 온도의 확산속도보다 매우 빠를 뿐 아니라 온도변화의 진폭 또한 미소하다고 알려져 있으므로¹²⁾ 접촉 유체의 온도 및 열전달 계수를 사이클 평균값으로 사용하여 정상 상태의 열전도 해석을 할 수 있다. 본 연구에서 사용한 실린더 블럭의 열전도 계수(conductivity)는 50.2 W/m·K였으며, 열전달 관련 경계는 연소가스 접촉면, 냉각수 접촉면, 외기 및 누출가스 접촉면으로 구분하고 기관 성능 시험에서 구한 여러 자료를 바탕으로 각 경계면에서 관련 상수들을 계산하였다.

(1) 연소가스 접촉면

기관성능시험에서 구한 가스압과 냉각수의 유량 및 입출구의 온도, 흡배기의 온도 등을 토대로 실린더 내벽에서의 대류 열전달과 관련된 상수들을 구하기 위하여 기관 사이클 시뮬레이션¹³⁾을 수행하였으며, 계산된 가스의 온도와 열전달계수를 Fig.2와 Fig.3에 각각 도시하였다.

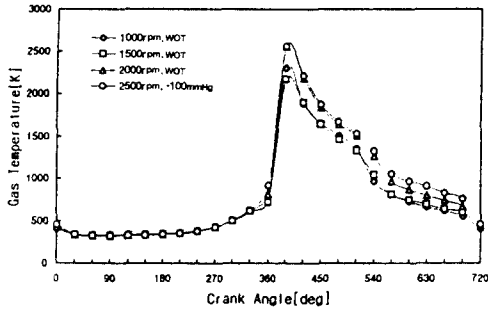


Fig. 2 Variation of the gas temperature during one cycle.

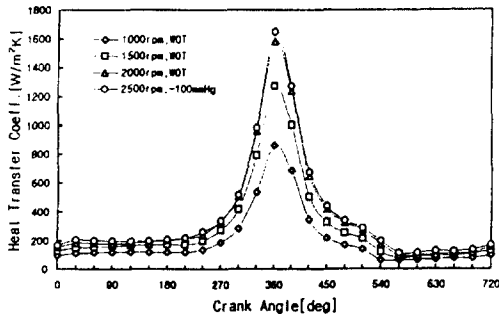


Fig. 3 Variation of the heat transfer coefficient of the gas during one cycle.

이 그림에서 크랭크각 0°는 흡기과정 시작시점이며, 흡기관 압력(boost pressure)은 회전수 2500 rpm에서 -100mmHg를 제외하고는 스톱 밸브의 전개(WOT; wide open throttle)의 상태를 선정하였다. 크랭크각에 따라 변화하는 가스 온도와 열전달 계수를 정상 열전도 해석에 사용하기 위해서는 그 평균치를 계산해야 한다. 이를 위하여 본 연구에서는 연소가스와 접촉하고 있는 실린더 내벽이 피스톤의 왕복운동으로 인하여 연소가스에 노출되는 시간이 실린더 상하 위치에 따라 달라지는 점을 고려하여 내벽 각 위치에서의 가스온도와

열전달계수를 아래와 같이 노출시간에 대해 평균하여 사용하였다¹⁴⁾.

$$\bar{h}_g(\theta_1) = \frac{\int_{\theta_1}^{360-\theta_1} h_g d\theta + \int_{\theta_1+360}^{720-\theta_1} h_g d\theta}{720} \quad (1)$$

$$\bar{T}_g(\theta_1) = \frac{\int_{\theta_1}^{360-\theta_1} h_g T_g d\theta + \int_{\theta_1+360}^{720-\theta_1} h_g T_g d\theta}{720 \bar{h}_g(\theta_1)} \quad (2)$$

윗 식에서 θ_1 은 상사점을 기준으로 측정된 크랭크 각도이며, Fig.2와 Fig.3의 값을 윗 식에 적용하여 계산한 실린더 내벽면에서의 국부 가스온도와 열전달 계수를 Fig.4와 Fig.5에 도시하였다.

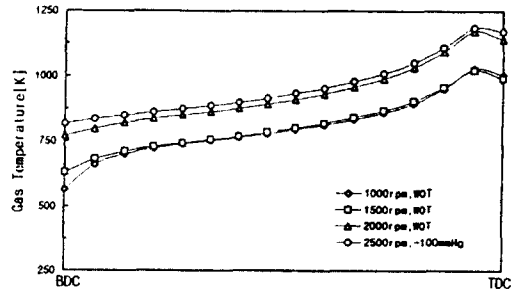


Fig. 4 Local mean temperature of the combustion gas.

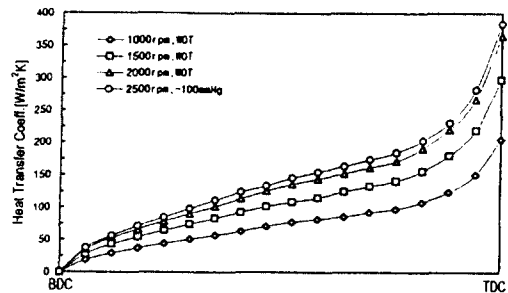


Fig. 5 Local mean value of the heat transfer coefficient of the gas.

(2) 냉각수 접촉면

냉각수 접촉면에서의 열전달 경계조건을 부여하기 위하여 필요한 냉각수의 열전달계수는 관군(tube bundle)의 원관 주위를 흐르는 횡류유동에 대한 Gnielinski의 제안식¹⁵⁾에 비등이론을 적용하여 계산하였으며, 냉각수의 온도는 각 운전조건에서 측정된 입출구 온도의 평균치를 사용하였다.

Fig.6은 계산된 냉각수의 열전달 계수와 그 온도를 도시한 것으로 열전달 계수는 기관 회전수에 따라 증가하고 있으나 냉각수의 온도는 순환 시간의 단축으로 거의 일정한 값을 나타내고 있다.

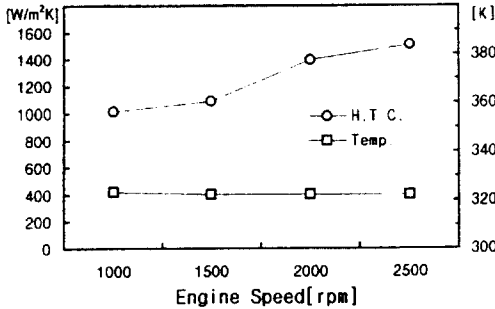


Fig. 6 Heat transfer coefficient and Temperature of the coolant.

(3) 외기 및 누출가스 접촉면

실린더 블럭의 외부를 둘러싸고 있는 공기와 스커트 내면과 접촉하고 있는 블로우 바이(blow-by) 가스에 대한 열전달 계수는 다음 식으로 표현되는 수직 평판에서의 자유 대류 열전달 관계식을 사용하여 계산하였다¹⁶⁾.

$$Nu_x = 0.508Pr^{1/2}(0.952 + Pr)^{-1/4}Gr_x^{1/4} \quad (3)$$

이 식에서 Nu_x 와 Gr_x 는 각각 국부 누셀트 수(Nusselt number)와 그라쇼프 수(Grashop number)이며, 블럭의 각 위치에서 국부 열전달 계수를 계산한 후, 적분을 하면 외기 접촉면에서의 평균 열전달 계수를 계산할 수 있다. 본 연구에서는 스커트 내의 누출가스와 외벽의 공기 온도로 각각 70℃와 25℃의 값을 사용하였으며, 기타 공기의 물성치를 해당 온도에 관한 값으로 대입하여 계산한 결과, 스커트 내부 표면에서의 열전달 계수는 5.2 W/m²K였고 블럭 외면에서의 열전달 계수는 5.7 W/m²K로 나타났다.

2-3 해석 과정

전술한 방법으로 유체와의 접촉면에서 유체 온도와 열전달 계수가 결정되면 이들 자료를 입력하여 요소 영역에서의 강성 행렬과 열부하 벡터를 구할 수 있으며, 각 요소의 결합관계(connectivity)를 고

려하여 전체 절점에 해당하는 위치에 그 값을 대치하므로써 다음과 같은 행렬 방정식이 만들어 진다.

$$[K] \{T\} = \{F_H\} \quad (4)$$

이 식을 계산하는 방법은 여러 가지가 있으나 본 연구에서는 가우스 소거법에 근거를 둔 Cholesky 인수분해(factorization) 연산법¹⁷⁾을 사용하였으며, 강성행렬의 특이성(singularity)의 유무를 판단하기 위한 피벗(pivot)의 기준치는 10^{-14} 의 값을 사용하였다. 계산 시간은 한 운전조건에서 약 7500초가 소요되었으며, Fig.7은 정상 열전도 해석의 수행과정을 나타낸 선도이다.

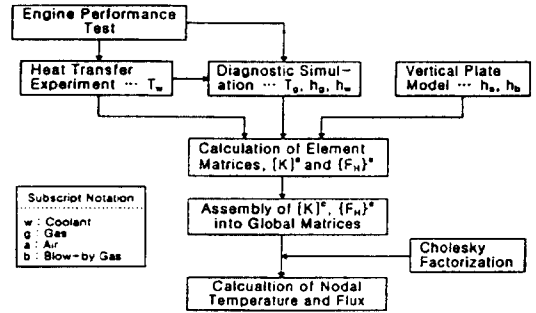


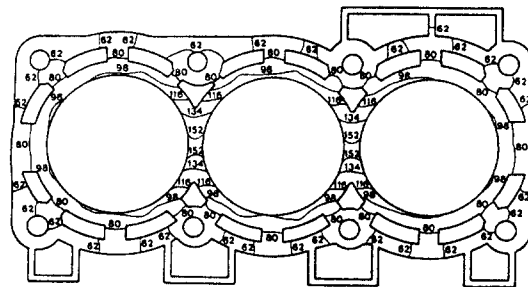
Fig. 7 Schematic diagram for steady heat conduction problems.

3. 해석 결과 및 고찰

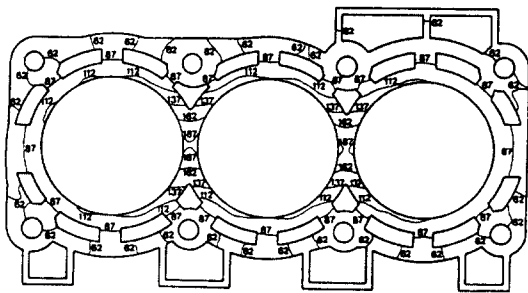
기관의 성능 시험에서 측정된 각종 파라미터를 사용하여 기관 사이클 시뮬레이션을 수행하고, 계산된 열전달 상수를 입력자료로 하여 기관 회전수 1000, 1500, 2000 rpm에서 스로틀 전개의 경우와 2500 rpm에서는 흡기관 압력이 -100 mmHg인 경우에 대하여 열전도 해석을 수행하였다. 운전 조건을 구성하는 인자 중 당량비(equivalence ratio)나 점화 진각(spark advance) 등의 값은 전술한 회전수와 흡기관 압력에서 자동적으로 결정되도록 하였다. Fig.8은 스로틀 전개의 조건에서 각 회전수에 따른 상판 요소에서의 온도 분포 양상을 도시한 것으로, 1000 rpm의 경우 가스와 접촉하고 있는 동일 실린더 내벽면이라 하더라도 원주 방향을 따라서 온도의 크기는 상당한 차이가 있음을 알 수 있다. 즉 인접 실린더 부근의 내벽은 부분적으로

159℃의 높은 온도를 기록한 반면 그 지점에서 멀리 떨어진 부분에서의 내벽 온도는 상대적으로 매우 낮은 약 100℃ 이하의 값을 나타냈다. 또한 인접 실린더 사이의 상판 부분에 속하는 두 구역에서의 발생 온도의 크기와 그 분포는 거의 차이가 발견되지 않았으며, 외벽에 발생하는 온도의 분포는 내벽면에서 전달되는 열이 대부분 두 벽 사이의 냉각수로 흡수되는 관계로 그 최대값이 약 70℃ 이하의 비교적 균일한 양상을 나타내었다. 이와 같이 두 인접 실린더 사이의 상판 요소에서 매우 높은 온도가 발생하는 이유는 이 부분이 가스로부터 가

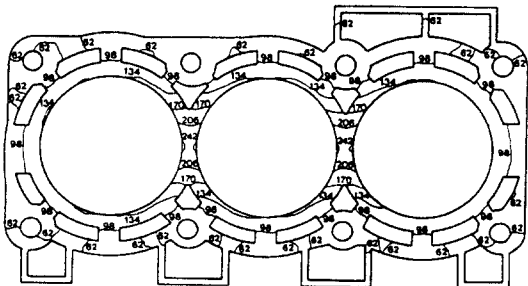
장 많은 열이 유입되는 지점임에도 불구하고 냉각수와의 접촉면이 멀리 떨어져 있으며, 두 실린더에서 동일한 열적 부하가 작용함으로 인하여 열흐름이 정체되어 있는 부분에 속하기 때문으로 풀이할 수 있다. 1500 rpm에서 스로틀 밸브를 전개했을 때 상판의 온도 분포는 발생 최고 온도의 크기를 제외하고는 1000 rpm인 경우와 유사한 분포 양상을 보여 주고 있다. 이때 온도의 최고치는 인접 보어의 상판 중심 요소에서 192℃로 나타나 1000 rpm의 경우보다 약 33℃ 정도 큰 값을 나타냈으며, 인접 실린더 사이의 요소로부터 멀리 떨어진



(a) 1000 rpm, WOT



(b) 1500 rpm, WOT



(c) 2000 rpm, WOT

Fig. 8 Temperature distributions of the top deck surface. (unit : ℃)

내벽의 온도도 1000 rpm의 경우보다 10~14℃ 높은 94~114℃ 정도로 나타났다. 한편 외벽 요소는 약 4℃ 미만의 온도 상승을 나타내는 것으로 보아 열적 부하가 커질 경우 가스와의 접촉면에서는 급격한 온도 상승이 관찰되는 반면 그와 멀리 떨어진 부분일수록 온도 상승의 폭이 두드러지게 감소한다는 것을 알 수 있다. 2000 rpm에서 발생하는 상판의 최고 온도는 앞의 운전 조건에서와 동일하게 두 인접 실린더 중앙에서 발생하였고 그 크기는 약 246℃를 나타냈다. 그러나 이러한 고온 발생 지역은 극히 일부에 국한되어 있고 중앙에서 바깥으로 진행하면서 상당한 양으로 감소하여 내벽이 분리되는 시점에서는 약 164℃ 이하로 급격히 감소하는 경향을 보여 주고 있다. 또한 최고 온도가 발생하는 지점에서 멀리 떨어진 내벽에서의 온도값은 140℃ 이하로 동일한 내벽면이라고 하더라도 100℃ 이상의 차이를 나타내고 있음을 알 수 있다. Fig.9는 2번과 3번 실린더의 사이 부분을 아래 방향으로 절단하였을 때 나타나는 온도 분포를 56℃~216℃의 범위내에서 도시한 것으로 수직 중앙선에 대하여 등온선이 거의 완전한 대칭 형태를 이루고 있음을 알 수 있다. 특히 두 인접 내벽의 접촉부에서의 등온선은 냉각 통로의 영향으로 상판을 중심으로 타원형을 이루고 있으며 아래 방향으로 갈수록 온도는 급속히 감소하여 하사점 근처 부분에서는 외벽과 거의 동일한 약 75℃ 이하의 낮은 값을 기록하였다.

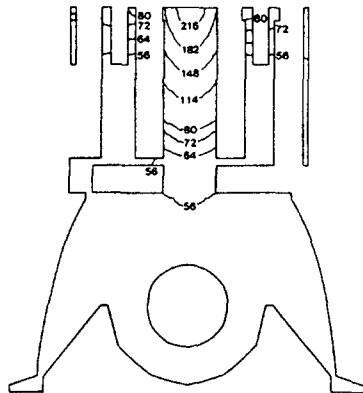


Fig. 9 Isothermal line in the hot region of vertical section between #2 and #3 cylinders. (2000 rpm, WOT ; unit : ℃)

Fig.10은 두 실린더 사이에 있는 상판에서의 고온 발생 부분에 대한 온도 분포를 좀더 세밀하게 파악하기 위하여 2000rpm과 2500rpm에서 1번과 2번, 2번과 3번 실린더의 중간 부분 상판 요소에서의 발생 온도를 등온선으로 도시한 것이다. 이들 그림으로부터 모든 등온선은 운전조건에 관계없이 실린더 보어를 중심으로 거의 완전한 대칭 형태를 나타내고 있음을 알 수 있다. 또한 냉각 통로의 영향으로 1번과 2번 실린더 사이에 있는 상판 요소에서의 온도가 2번과 3번 실린더 사이의 상응 부분보다 2000 rpm에서는 1.8℃, 2500 rpm에서는 약 2℃의 높은 값을 나타냈으며, 회전수에 따른 동일 지점에 발생하는 최고 온도의 크기는 두 부분에서 모두 2500 rpm의 경우가 약 9.2℃ 높은 255℃의 값을 기록하였다. 이와 같은 최고 온도가 발생하는 상판 요소와는 별도로 3개의 실린더 내벽을 포함하는 아래 방향으로의 온도 분포를 파악하기 위하여, 전체 블럭을 수직으로 양분하였을 때 나타나는 온도를 대표적으로 2500 rpm에 대하여

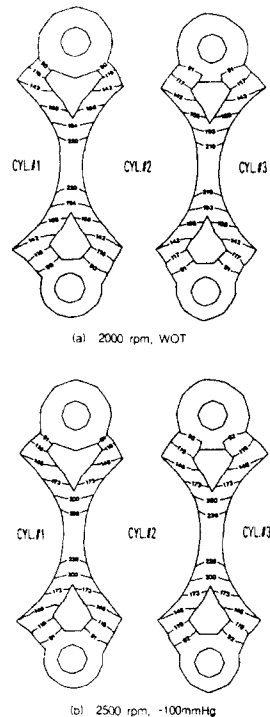


Fig.10 Isothermal lines in the hot regions between each cylinder bore. (unit=t : ℃)

Fig.11에 도시하였다. 전체적인 온도 분포의 특성을 살펴 보면 두 인접 실린더의 내벽이 합해지는 구역에서의 고온 발생 영역이 중심면에 가까와 질수록 넓어지고 있음을 관찰할 수 있는데 이것은 냉각수 통로 때문으로 파악된다. 즉 내벽에서의 가스 온도와 열전달 계수는 위에서 아래 방향으로 진행함에 따라 점점 그 값이 감소하지만 동일 높이의 수평 방향으로서는 동일하므로 두개 실린더의 내벽이 합해지는 부분과 어느 정도 떨어진 부분에서의 등온선은 온도 크기에 관계없이 수평선을 이루게 되나, 고온 발생지점에서의 등온선은 그 부분에 냉각 통로가 존재하지 않기 때문에 고온 영역이 아래 부분까지 확장되어 등온선이 수평 방향과 경사를 이루게 된다. 또한 약 225℃ 이상의 고온이 나타나는 부분은 그림의 절단면에서 아래 방향으로 약 1.3cm정도에 그쳤으며, 이 절단면의 아랫 부분에서의 온도는 비록 냉각 통로가 없다고 하더라도 원주 방향의 다른 부분과 그 차이가 감소하여 등온선의 수평면에 대한 기울기가 점점 감소하고 있다. 2000 rpm의 운전조건에서 2번 실린더의 중앙을 길이 방향에 수직하게 절단한 단면에서의 온도분포의 양상은 두 내벽이 합해지는 부분과 마찬가지로

로 상판을 중심으로 등온선이 형성되어 있고 실린더 보어를 중심으로 좌우 대칭의 형태를 이루고 있었다. 그러나 상하 각 지점에서의 온도는 두 실린더의 내벽이 연결되는 부분에서의 동일 높이에 대한 온도보다 상당히 낮은 값을 기록하였는데, 상사점 근처의 경우에는 약 100℃ 정도의 차이를 보이다가 내벽의 중간 높이에서는 약 30℃ 정도로 그 차이가 줄어들었고, 하사점 근처에서는 10℃ 이하의 차이를 나타내므로 사이클 당 연소 가스에 노출되는 시간이 짧은 하사점 이후에는 높이에 따른 온도차가 매우 작게 발생함을 알 수 있었다. 나머지 운전 조건에서 이 부분에 발생한 온도 분포 형상도 이와 거의 동일하였으며, 2000 rpm에서 발생한 온도를 이 그림과 비교해 본 결과, 최고 온도가 발생하는 지역을 제외하고는 실린더 내벽의 중간 높이에서의 온도가 약 2~3℃ 정도의 근소한 차이를 나타내었으며, 하사점 근처의 내벽과 기타 외벽에서의 발생 온도는 1℃ 이하의 차이 밖에 나지 않는 거의 동일한 온도치를 기록하였다. 전술한 온도 분포에 따른 1000 rpm의 운전 조건에서 상판에서의 열흐름을 Fig.12에 벡터 형태로 표시하였다. 이 그림을 살펴 보면 각 실린더의 내벽에서

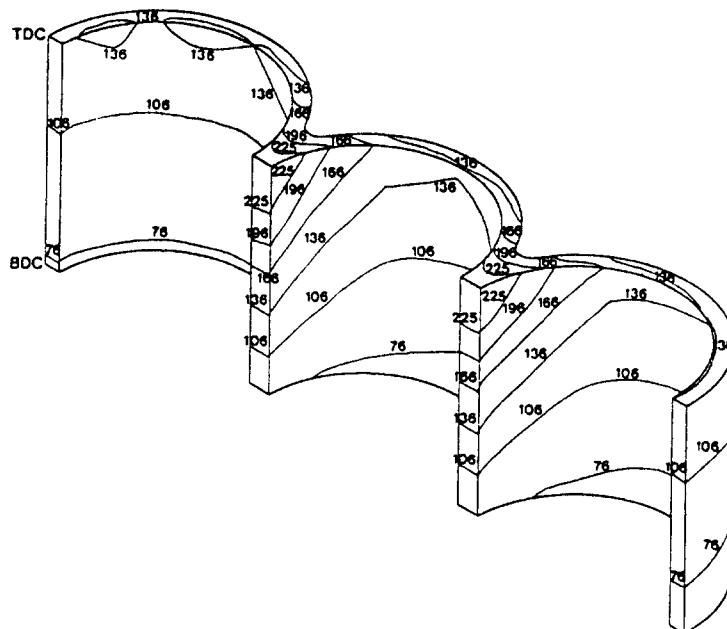


Fig.11 Temperature distributions of the inner wall surface.(2500 rpm, -100mmHg ; unit : ℃)

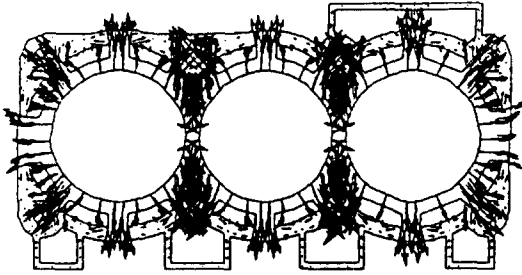


Fig.12 Heat flow configurations at the top deck surface. (1000 rpm, WOT)

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 앞 그림의 온도 분포와 함께 길이 방향에 수직한 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 1000 rpm의 경우와 동일한 방향으로 열이 유출되고 있으나 전반적인 온도의 상승보다는 최고 온도의 급격한 상승으로 인하여 실린더 사이의 상판 요소에서의 열흐름이 상당량 증가하였다. 이 부분에서 나타난 단위 면적당 열흐름의 최고치는 1000rpm의 경우에는 258 kW/m²이었으며 나머지 운전 조건에서 나타난 열흐름의 크기를 발생 최고 온도와 함께 Fig.13에 도시하였다. 이 그림에서 알 수 있듯이 1500 rpm의 경우 전반적인 온도의 상승보다는 최고 온도의 급격한 상승으로 인하여 1000 rpm보다 실린더 사이의 상판 요소에서의 열흐름이 상당량 증가하였으며, 2000 rpm인 경우의 국부적인 최대 열흐름의 크기는 459 kW/m²로 나타났고, 2500 rpm에서는 2000 rpm보다 약 18 kW/m² 정도 증가한 값을 나타내므로 기관 회전수가 증가함

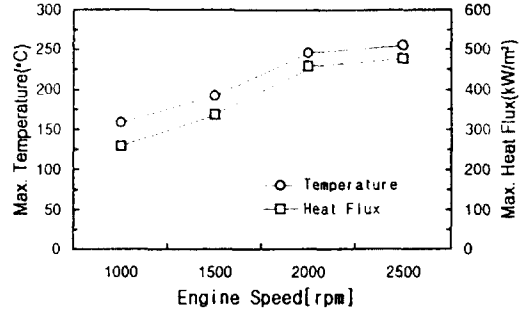


Fig.13 Calculated max. temperature and heat flux in each operating condition.

에 따라 열흐름의 최고치는 온도의 증가와 함께 상당한 폭으로 증가하고 있다는 사실을 알 수 있다.

Fig.14는 기관 회전수 2000 rpm에서 전체 블럭을 길이 방향에 수직한 단면으로 양분하였을 때 나타나는 열흐름의 크기와 방향을 도시한 것이다. 전체적인 열흐름은 상판 부분에서 가장 크게 일어나고 실린더의 아래 방향으로 진행할수록 그 크기는 감소하나 동일 높이라 하더라도 높은 온도가 발생하는 지점에서의 열흐름이 다른 부분보다 크게 나타남을 관찰할 수 있다. 또한 두 인접 실린더 보어 (bore) 사이의 수직 단면에서 열흐름은 발생 온도 장으로부터 예측할 수 있듯이 중심축에 대하여 좌우 대칭으로 유동하며, 상판에서는 수평 방향으로

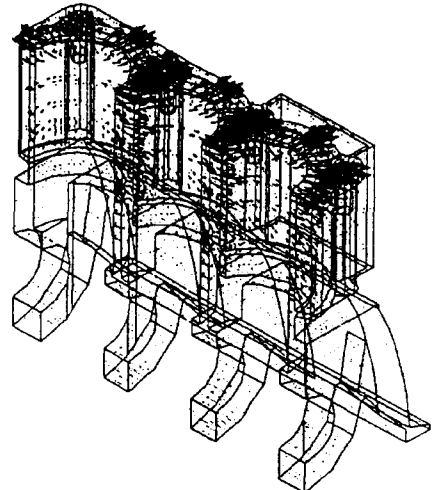


Fig.14 Heat flow configurations of half cylinder block. (2000 rpm, WOT)

열흐름이 주로 일어나나 아래쪽으로 진행함에 따라서 연직 방향의 성분이 점점 커지는 형태를 나타냈다. 2번 실린더의 중앙 수직단면에서의 열흐름도 다른 부분과 마찬가지로 상판 근처의 요소에서 가장 크며, 대부분 수평 방향으로 일어나고 있음에 반하여 아래 방향으로 진행할수록 열흐름의 크기가 작아지면서 방향도 점차 연직 아래 방향으로 바뀌어 전체적인 열흐름의 양상이 보여 중앙 상사점을 중심으로 방사선 방향으로 나타남을 알 수 있었다. 한편 기관의 경량화라는 최근의 추세에 따라 구성체의 큰 열부하가 작용하는 부분에 신소재인 세라믹을 사용하는 부분이 점차 늘어 나고 있다. 이 세라믹은 밀도가 주철의 1/2 이하로 가벼울 뿐만 아니라 내마모성, 내부식성 등이 우수한 성질을 갖고 있으나 열전도성이 좋지 않아 부분적으로 매우 높은 온도의 발생과 온도 기울기의 증가로 높은 열응력이 발생하는 등의 문제점이 있다. 차후에 이와 같은 신소재를 구성체의 일부로 채택하였을 때 예상되는 현상들을 검토해 보기 위하여 본 연구에서는 많은 세라믹 소재 중 현재 널리 사용되고 있는 질화 규소(silicon nitride ; Si_3N_4)를 실린더 블럭의 라이너 소재로 선택하고 2000 rpm, 스로틀 전개의 관련 자료를 입력하여 발생하는 온도 분포를 계산하였다. 질화 규소의 열전도계수는 $29.3 W/m \cdot K$ 를 사용하고, 각 부분의 온도 분포를 계산하여 본 결과 등온선의 형상과 최고 온도 발생 위치는 주철 라이너의 경우와 동일하게 1번과 2번 실린더의 중간 상판 부분에서 발생하였으나 최고 온도는 $14^\circ C$ 가 상승한 $260^\circ C$ 의 값을 나타냈다. Fig.15와 Fig.16은 계산된 온도 결과를 2번과 3번 실린더의 중간 수직면과 두 실린더 사이의 상판 부분에 대하여 각각 도시한 것이다.

이들 결과를 Fig.9와 Fig.10에 나타낸 온도 분포와 비교하여 보면 상판 부분의 높은 온도가 발생하는 지점에서의 온도차는 크게 나타나나 헤드 볼트 근처 등의 비교적 낮은 온도 발생 구역에서의 온도차는 약 $2^\circ C$ 정도의 작은 값을 나타냈다. 이러한 경향은 실린더 사이 수직면의 발생 온도에서도 관찰할 수 있는데, 그 이유는 사용 재료의 낮은 열전도율 때문으로 파악된다. 즉 세라믹 소재의 열전도계수는 주철의 1/2를 약간 상회하는 낮은 값을 가

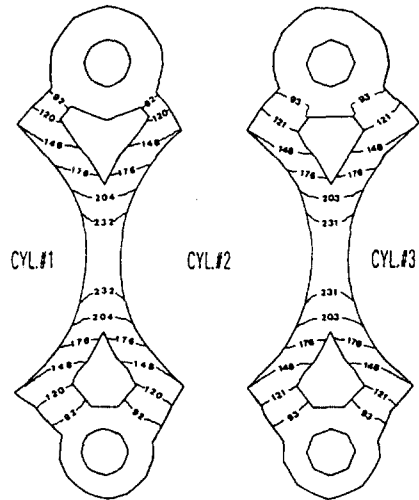


Fig.15 Isothermal lines in the hot regions between each cylinder bore. (ceramic liner, 2000 rpm ; unit : $^\circ C$)

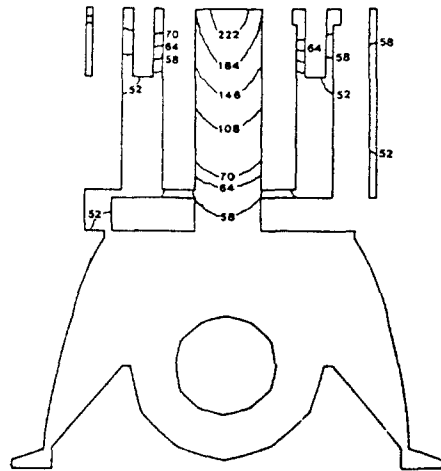


Fig.16 Isothermal line in the hot region of vertical section between #2 and #3 cylinders. (ceramic liner, 2000 rpm ; unit : $^\circ C$)

지므로 연소 가스로부터 받은 많은 열을 냉각수로 활발하게 전달하지 못하여 열이 정체되는 실린더 사이 부분에서의 온도가 급격히 상승하게 되는 것이다. 이러한 국부적 온도상승은 알려진 바와 같이 심한 열응력을 유발하게 될 것으로 예상되며, 이의 검토를 위하여 열응력을 계산해 보는 것이 바람직하다 하겠다. 이상과 같은 열전도 해석 결과를 중

합하여 볼 때 각 부분에 나타나는 온도 분포의 특성은 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 전 운전 조건에 걸쳐 1번과 2번 실린더의 내벽이 합쳐지는 부분의 상판 요소이며, 이 부분을 중심으로 등온선이 타원 형상으로 형성되어 있고, 동일 내벽이라 하더라도 냉각수 통로의 영향을 받아 원주 방향으로 심한 온도 구배가 형성됨을 알 수 있었다. 또한 최대 열흐름이 나타나는 부분은 전 운전 조건에서 공통적으로 2번 실린더와 좌상의 헤드 볼트가 연결되는 상판의 중간 절점에서 관찰되었다. 일반적으로 기관이 원활하게 운전되기 위해서는 실린더 내벽의 적절한 온도 유지가 필수적인데, 이는 윤활 조건이나 미끄럼 면 사이의 마찰에 의한 마모, 부식 등에 영향을 받는다. 즉 실린더 내벽면의 온도가 너무 낮으면 부식물의 응축이나 마찰 계수가 증가하는 등의 부작용이 발생할 가능성이 높으며, 너무 높을 경우에는 윤활유가 탄화(carbonization)되거나 피스톤 링이 들러붙는 현상(sticking)이 발생할 가능성이 커지게 된다. 본 연구에서 사용한 기관의 경우에도 터보 과급이나 4밸브 시스템 등의 채용으로 출력을 증가시키려 하는 경우에는 본 해석 결과보다 더 심한 국부적 온도 상승이 예상되므로 기관의 성능과 관련된 개선 방안을 적용하고자 할 때 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 비정상 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.

4. 결 론

본 연구에서는 경승용차용 기관의 실린더 블럭을 해석 대상으로 여러 운전 조건에서 측정된 자료

에 근거한 정상 열전도 해석을 수행하였으며, 그 결과를 요약해 보면 다음과 같다.

1. 열전도 해석을 수행한 결과 최고 온도는 가스로부터 가장 많은 열이 유입되는 지점임에도 불구하고 냉각수와 접촉면에서 멀리 떨어져 있는 두 실린더 사이의 상판 요소에서 발생하였으며, 이 점을 중심으로 등온선이 타원 형상으로 형성되어 있고, 동일 내벽이라 하더라도 냉각수 통로의 영향을 크게 받아 원주 방향으로 심한 온도 구배가 형성됨을 알 수 있었다.
2. 최대 열흐름이 발생하는 부분은 전 운전 조건에서 공통적으로 2번 실린더와 좌상의 헤드 볼트가 연결되는 상판의 중간 절점에서 관찰되었으며, 인접 두 실린더로부터의 열적 부하에 의해 높은 온도가 발생하는 상판 지점에서는 실린더 중심선을 기준하여 냉각수쪽으로 수평 방향의 열흐름이 주로 일어나나 아래쪽으로 진행함에 따라서 열유동이 작아지면서 그 연직방향의 성분이 점점 커지는 경향을 나타냈다.
3. 세라믹을 라이너 재료로 사용하여 각 부분의 온도 분포를 계산한 결과, 등온선의 형상과 최고 온도 발생 위치는 주철 라이너의 경우와 동일하게 1번과 2번 실린더의 중간 상판 부분에서 발생하였으나 최고 온도는 14℃가 상승한 260℃의 값을 나타냈으며, 이 부분과 떨어진 지역에서의 온도는 서로 비슷한 값을 나타내므로 주철재의 라이너보다 상대적으로 심한 온도 구배가 형성됨을 알 수 있었다.

참고문헌

- 1) K.Dao, O.A.Uyehara and P.S.Myers, "Heat Transfer Rates at Gas Wall Interfaces in Motored Piston Engine", SAE 730632, 1973, pp.2237-2258.
- 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) 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.

- 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.
- 5) 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.
- 6) R.Bertodo and D.Razdan, "Optimization of Wet Cylinder Liner Designs for High Thermal Loadings", Proc Instn Mech Engrs, Vol.186 3/72, 1972, pp.29 - 44.
- 7) 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.
- 8) E.T.Vincent and N.A.Henein, "Thermal Loading and Wall Temperature as Function of Performance of Turbocharged Compression - Ignition Engines", SAE Trans., Vol.67, 1959, pp. 478 - 494.
- 9) A.Garro and V.Vullo, "Some Considerations on the Evaluation of Thermal Stress in Combustion Engines", SAE 780664, 1978, pp.2563 - 2592.
- 10) Y.Nozone, H.Satoh and S.Umetani, "Thermal Stress and Strength Prediction of Diesel Engine Cylinder Head", SAE 830148, 1983, pp.1 - 7.
- 11) R.Bertodo and T.J.Carter, "Stress Analysis of Diesel Engine Cylinder Head", Strain Analysis, Vol.6, No.1, 1971, pp.1 - 12.
- 12) R.S.Benson and N.D.Whitehouse, "Internal Combustion Engines", Pergamon Press, 1988.
- 13) 이한우, "3기통 4사이클 가솔린 기관의 연소특성과 실린더내 열전달 특성의 규명을 위한 기관성능진단 해석", 고려대학교 석사학위 논문, 1991.
- 14) A.K.Haddock, "Practical Applications of Finite Element in Stressing of Diesel Engine Components", Unknown Paper, pp.141 - 143.
- 15) Gnielinski, "The Heat Transfer within the Combustion Engines", MTZ 47, 1986, pp.9 - 12.
- 16) J.P.Holman, "Heat Transfer", McGraw - Hill, 6th ed., 1986.
- 17) K.J.Bathe, "Finite Element Procedures in Engineering Analysis", Prentice - Hall, 1982.