

순간 열플럭스 측정용 프루브 개발 및 유한요소법에 의한 피스톤 열응력 계산

The Development of Instantaneous Heat Flux Measurement Probe and Calculation of Thermal Stress of Piston by Finite Element Method

이 재 순*, 우 종 현**, 이 용 래**, 정 인 곤**, 이 현 구***
J. S. Lee J. H. Woo, E. L. Lee, I. G. Jung, H. K. Lee

ABSTRACT

In this study, the instantaneous heat flux measurement probe and the linkage system for the measurement of the instantaneous temperature and heat flux of the DI mono cylinder diesel engine were developed, and these were proved to have a good reliability and sensibility.

A 3-D FEM model which consist of full piston to accommodate the eccentric bowl in the piston head, was applied for the analysis of the thermal stress and the temperature distribution. The mean heat flux on the piston head was used as boundary condition for the analysis of piston. The analysis showed that thermal stress concentrate on the bowl and inner surface of pin hall.

주요기술용어 : INstantaneous Heat Flux Measurement Probe(순간 열플럭스 측정용 프루브), Finite Element Analysis(유한요소 해석), Diesel Engine(디젤기관), Thermal Stress(열응력), Bowl(바울)

1. 서 론

디젤기관은 가솔린기관에 비해서 열효율이 높으므로 연비면과 이산화탄소 감소면에서 유리하나 입자상 물질의 배출이나 NOx 상승 등 해결하여야

할 과제가 가솔린 기관보다 심각하다. 또 연소실 온도가 높아서 연소실의 열응력이나 높은 압축비로 인한 기계적 응력이 발생한다. 이와 같은 열부하에 의해 금속재료는 피로강도가 저하된다. 피스톤에 사용되고 있는 알루미늄합금은 300~500℃에서 피로 강도가 상온보다 1/3로 떨어진다.

실린더헤드의 주철의 경우 300~500℃에서 크리프가 급격히 증가하므로 벽표면 온도는 이 온도 범위 이하여야 한다.

* 정회원, 건국대학교 기계공학과
** 정회원, 건국대학교 대학원
*** 정회원, 기아자동차

Pattas¹⁾는 1974년에 실험을 통해 디젤기관 연소실 내부의 열전달계수에 대한 실험적인 관계식을 유도해 내었다. Garro와 Vullo²⁾는 1978년에 유한요소법을 이용하여 가솔린엔진의 피스톤과 실린더 라이너에 대해 온도장과 열응력장을 해석하였으며, 1979년 Hohenberg³⁾는 직분식 디젤기관에 대한 열전달 측정방법을 제시하고 피스톤 표면의 온도 및 열유속 측정실험과 연소실 내부의 압력 측정실험을 수행하였다.

연소실 내의 열전달률과 연소실 벽표면에서의 온도분포는 각 지점마다 다르나, Eichelberg나 Woschni 등이 제안한 열전달 경험식을 기초로 한 사이클 시뮬레이션 프로그램에 의한 자료는 실린더 내 압력을 단열로 고려하여 계산이 되는데 연소실 내 가스의 정상적인 평균온도만이 제시된다. 따라서 유한요소해석(FEM)을 이용하기 위한 경계조건의 설정에 난점이 있어, 연소실 벽표면의 순간온도 및 열유속의 거동과 분포에 대한 데이터는 실험적으로 밖에 정확히 구할 수 없다. 따라서 순간온도를 실험적으로 구하기 위해서 순간온도 프루브를 개발하여 기관 연소실의 열응력을 구하였다.

2. 유한요소 해석

2.1 유한요소 모델링

디젤기관의 연소실 구성요소중에서 피스톤에 대한 유한요소 모델링을 수행하였으며 이는 Fig.1과 같다. 피스톤은 크라운과 비올의 중심이 서론 다른 비대칭 원주를 포함하는 형상을 갖고 있다. 이를 실제와 같은 형상으로 모델링하였고, 또한 5개의 링홈과, 핀홀은 피스톤의 기하학적 형상과 일치하도록 모델링하였다. 유한요소는 모두 8절점 6면체로 구성되어 있으며, 전 영역은 4,650개의 절점과 3,092개의 요소로 이루어져 있다. 수치해석에 사용된 상용 코드는 MSC/Advanced FEA를 사용하였다.

2.2 열전달 해석

고온, 고압의 연소 가스로 인해 실린더 헤드, 피스톤 크라운, 실린더 라이너 부분에서는 3차원 비

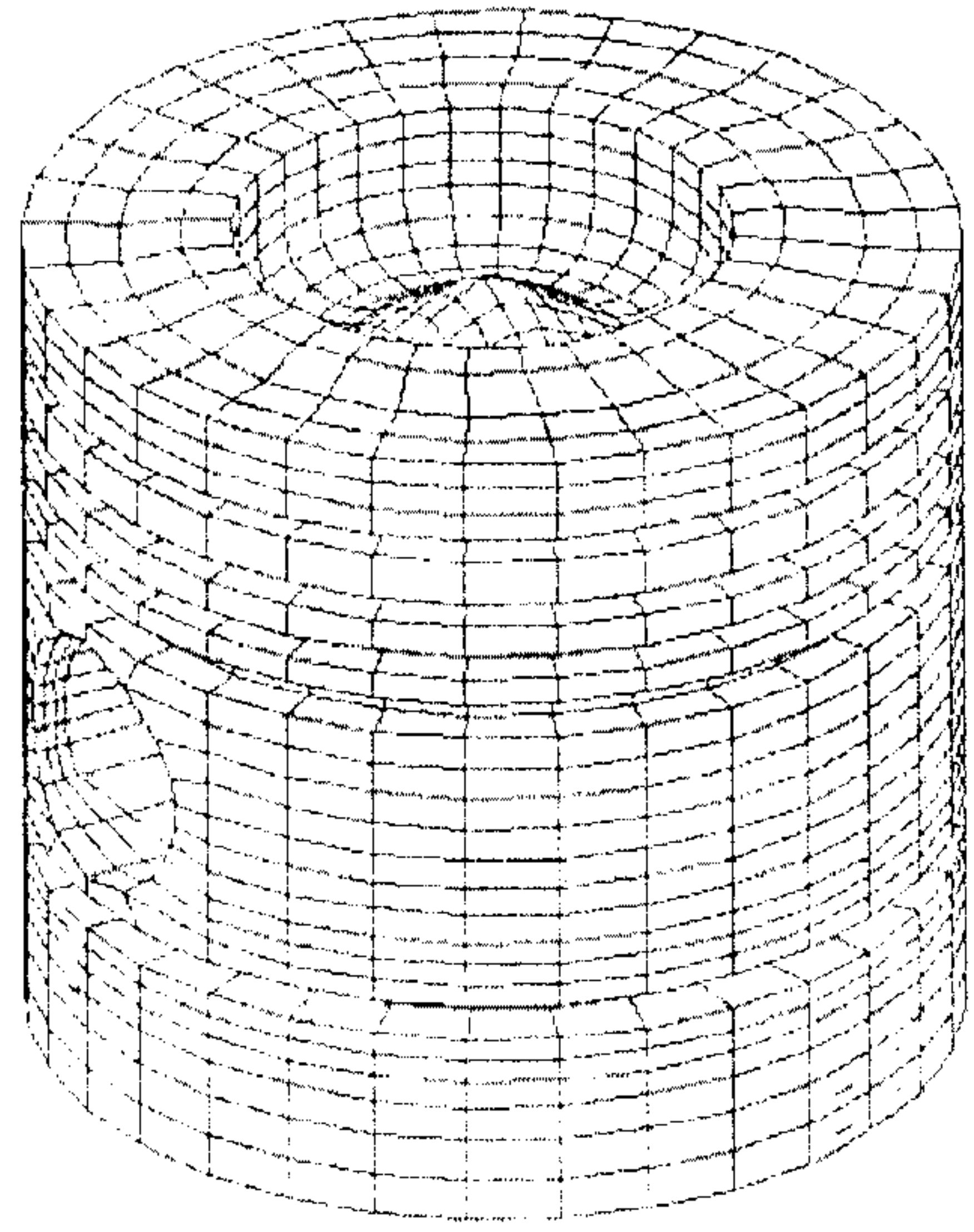


Fig.1 3-dimensional finite element model of a piston

정상 열전달이 일어난다. 특히 연소실 표면의 전열량은 연소가스 온도와 벽표면 순간 온도차이에 의해 좌우된다. 연소실 벽으로의 순간 열유속은 벽표면의 순간온도와 그 이면의 일정거리 깊이의 냉접점 온도를 측정함으로써 얻을 수 있다. 열전달이 이루어지는 피스톤의 경계면은 크게 연소가스와 접하는 면, 링이 접하는 면, 랜드부, 스커드부, 엔진오일이 접하는 피스톤 배면으로 나눌 수 있다. 수치해석 결과에 대한 신뢰도는 경계조건으로 사용되는 대류 열전달 조건, 즉 각 개체의 온도와 열전달 계수를 얼마나 정확하게 적용하는가에 달려 있다.

본 연구에서는 열전달 해석을 위한 경계조건으로 화염이 닿는 벽표면에서의 열유속을 사용하였다. 열유속은 본 순간온도 측정 및 순간 열플럭스 측정용 프루브를 이용하여 표면의 순간 온도와 일정거리의 냉접점 온도를 측정후, Fourier 전도방정식을 이용하여 계산하며, 여기에서 얻어진 피스톤 상면부의 열유속을 경계 조건으로 전술한 상용코드에 적용시켰다. 이 계산식을 식 (1)에 나타내었다.

$$\begin{aligned} \dot{q}_w(t) &= -k \frac{dT_w}{dx} \\ &= \frac{k}{l} (T_m - T_l) \\ &\quad + k \sum_{n=0}^N \phi_n [(A_n + B_n) \cos(n\omega t) \\ &\quad - (A_n - B_n) \sin(n\omega t)] \end{aligned} \quad (1)$$

링홈, 링랜드에서의 경계조건을 얻기 위해서는 이 부위의 정확한 온도를 실험적으로 얻고 해석적인 방법을 사용하여야 하나, 피스톤의 형상에서 많은 지점의 온도를 정확히 얻기란 쉽지 않다. 따라서 Li⁴⁾가 제안한 링과 홈의 접촉시간과 열저항 회로의 개념을 도입하여 열전달 계수를 계산하였으며, 링의 각부에 대한 열전달 계수의 가정은 참고 문헌 ([5]~[7])을 참조하였다. 피스톤 밑면에서의 경계조건은 오일의 온도를 90°C, 열전달계수를 2,000W/m²K로 가정하고 핀홀을 중심으로 하면과 상면에 각각 다른 경계조건을 부여하였다.

2.3 열응력 해석

엔진의 피스톤은 온도가 매우 높아 열팽창으로 인한 열응력을 받게 된다. 피스톤상에 화염면 부분에서는 고온과 고압가스에 의해 압축응력을 발생시킨다. 압축응력이 높을 경우 압축 소성 유동을 발생시키고, 장기간 작용할 때 압축 변형을 일으킬 수 있다. 불균일한 온도 분포를 갖는 피스톤의 열변형은 크게 두 가지로 나눌 수 있다. 온도 상승에 비례하는 균일한 열팽창에 의한 것이 첫째이고, 둘째는 열에 의해 팽창된 구조체가 물체의 연속성을 유지하려 할 때 발생하는 것이다. 화염면의 완전한 응력해석은 매우 복잡하고 또 다양한 해석 방법이 있으나, 본 연구에서는 유한요소 해석(FEM)방법을 이용하여 해석하였다. 3개의 변위(displacement), 6개의 변형률(strains), 6개의 응력(stresses)의 15개의 미지수에 대해 3개의 하중 평형 방정식(force equilibrium), 6개의 변형률-변위관계식(strain-displacement relations), 6개의 응력-변형률 관계식(stress-strain relations)이 생긴다. 그리고 하중 경계 조건과 형상 경계 조건을 부여하여 15개의 미지수를 찾아낸다.

3. 실험장치

3.1 순간 온도 및 열플럭스 측정용 프루브

프루브의 제작은 두 개의 서로 다른 금속 도체가 접점을 이룬 채 폐회로를 구성하여, 그들의 양 접점이 다른 온도상태에 놓이게 되면, 회로상에 미량의 전류가 흐르게 되는 제백 효과를 이용한다. 또한 열전대의 기전력이 두 접점상의 온도차에 대하여 선형관계를 이루는 톰슨 효과를 이용하여 기전력을 온도로서 환산할 수 있다.

프루브의 재질은 측정오차를 줄이기 위하여 측정되는 부분의 재질과 동일한 재질을 직접 추출하여 사용했다. 이것은 온도 및 열플럭스를 구하는데 있어서 오차를 줄이기 위함이다. 프루브의 박막은 열전도율이 높고 고응답성과 내구성을 겸비한 동(Cu)을 선택하였으며, 박막의 두께는 10μm로 정하였다. 프루브 제작에 사용한 써모커플과 모재 사이의 절연층도 되도록 얇게하여 열의 흐름에 있어서 써모커플이 심어진 영향을 덜 받게하여야 한다. 이를 위해서 특별히 제작된 바이스로 압착하여 두

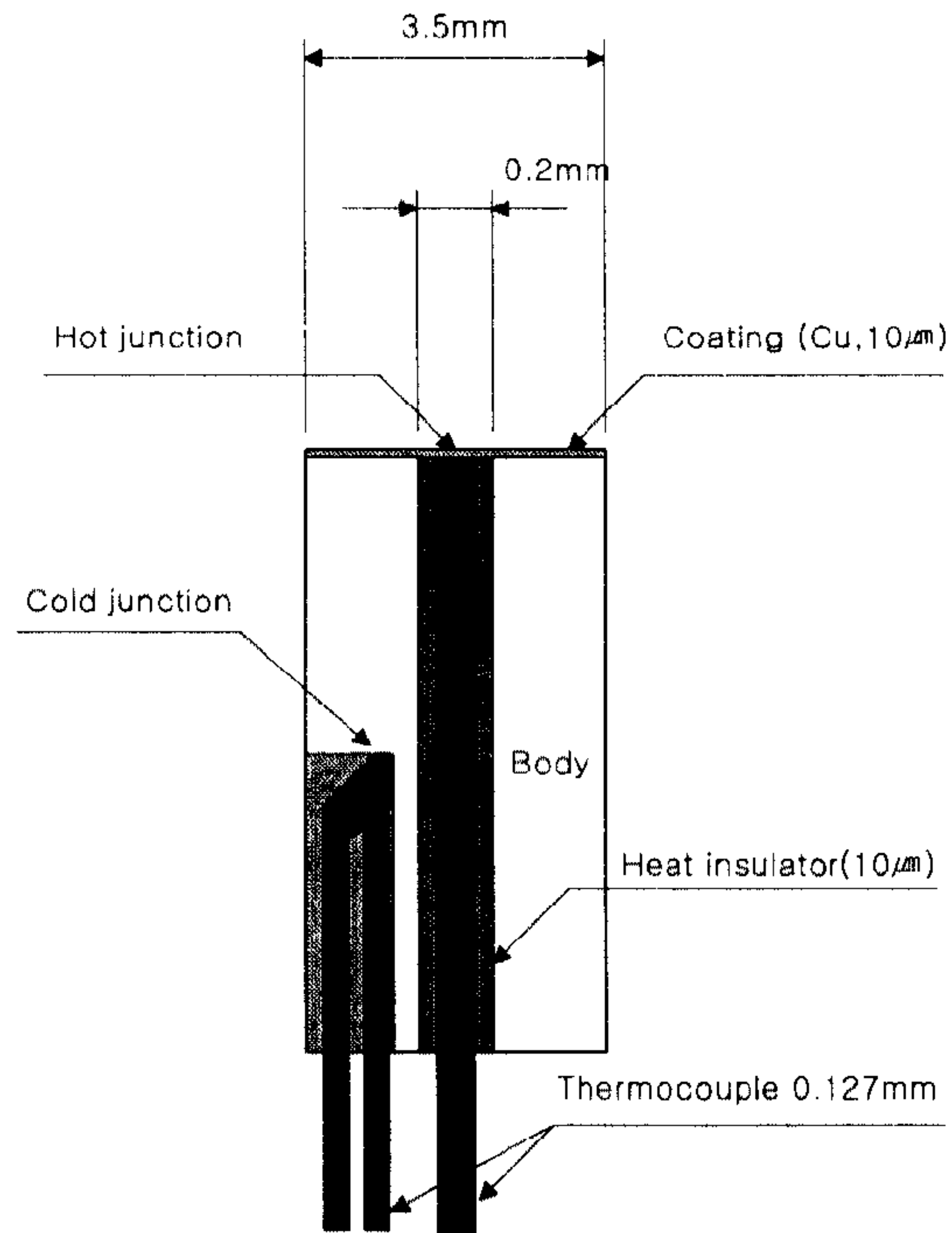


Fig.2 Schematic diagram of probe

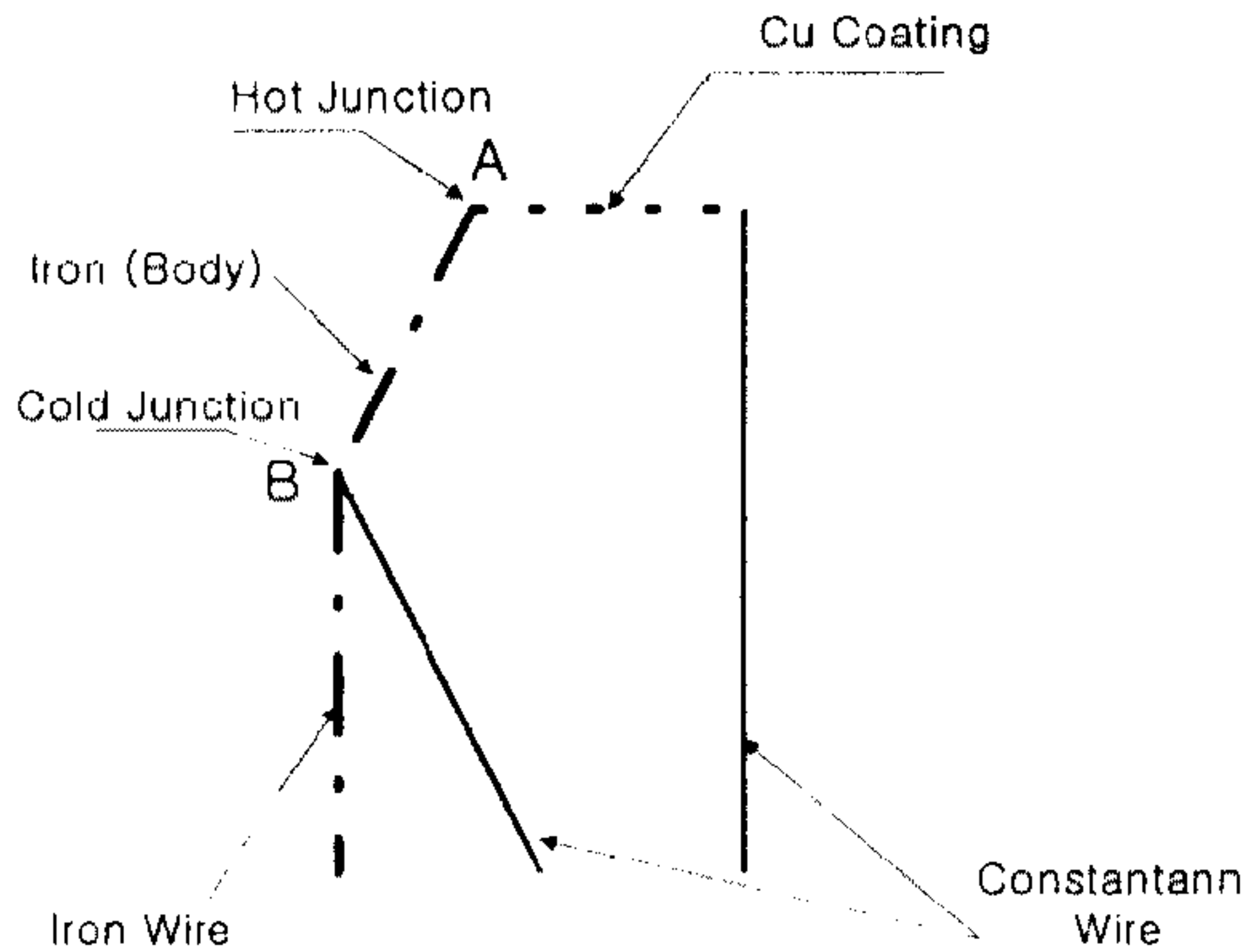


Fig.3 Electronic circuit of probe

께를 최소화하였다.

Fig.2는 순간온도 및 순간 열플럭스 측정용 프루브의 개략도이다. 프루브 제작 초기에는 Hot junction은 Fe-Constantan의 접점, 즉 2가닥의 열전대를 삽입하여 이 두 물질에 의한 seeback 효과에 의해서 전압을 얻고 이것을 다시 온도로 환산하였으나, 본 연구에서는 프루브의 모재(주철)를 이용하여 Hot junction에 1가닥(Constantan)만을 삽입하여 온도를 측정이 가능하도록 하였다. 따라서 절연층의 두께를 최소화 할 수 있었다.

Fig.3은 본 프루브의 회로도로서 접점 A(hot junction)과 B(cold junction)의 온도의 관계는 다음과 같다.

$$T_A = T_B + \frac{1}{S_{ConFe}} V \quad (2)$$

S_{ConFe} : 프루브의 제백계수

Fig.4는 동일한 방법으로 제작하여 임의로 추출한 순간온도 프루브의 온도보정 선도이다.

3.2 링크 장치

피스톤의 온도측정을 위한 열전대선의 인출을 위해 링크 장치를 개발하여 사용하였다.⁸⁾ 실험엔진의 상부를 절개하여 링크 장치부를 결합하였으며, Fig.5는 엔진에 장착된 링크장치의 모습을 보여 주고 있다.

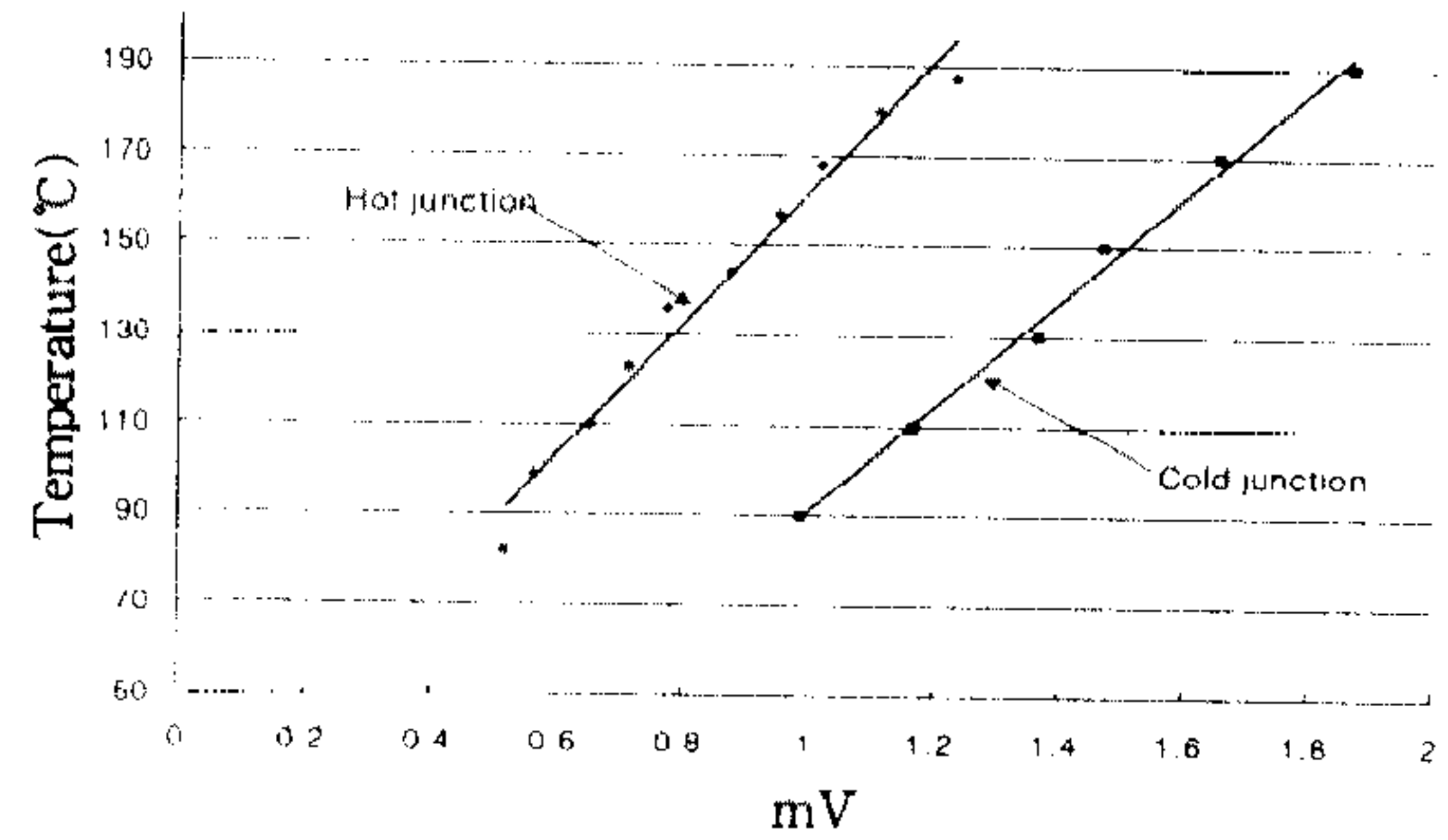


Fig.4 Calibration diagram of instantaneous temperature probe

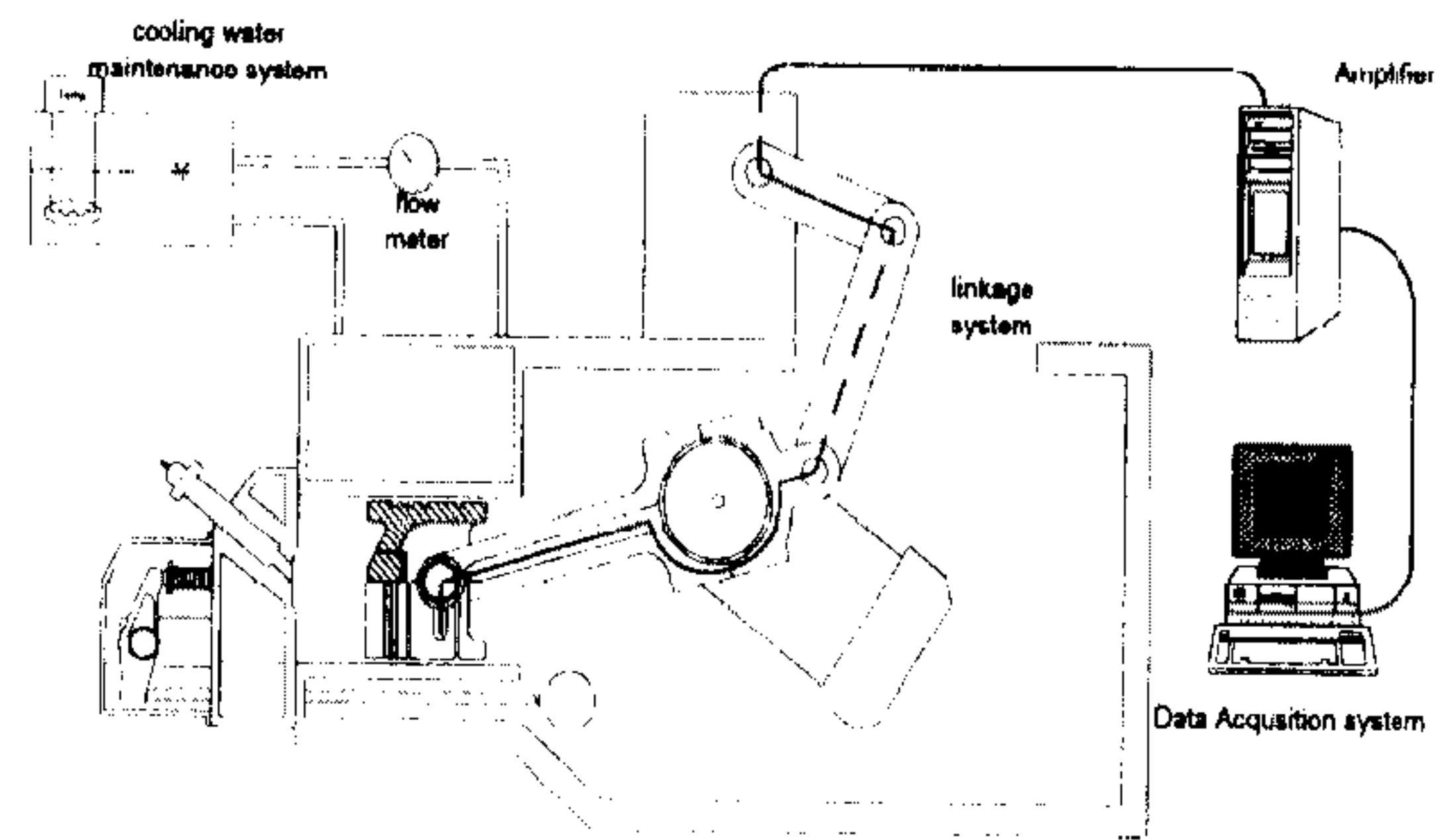


Fig.5 Schematic diagram of data acquisition system

3.3 실험장치의 구성

실험장치는 실험기관, 동력계, 흡배기계 및 기관 각부로부터 압력과 온도를 측정하여 데이터를 취득하는 데이터 취득부로 나눌 수 있다. 기관의 주요 제원은 Table 1과 같다.

압력측정장치는 압력데이터를 취득하기 위해 헤드 외부에서 연소실 헤드 표면까지 냉각수통로를 관통하는 아답터를 제작하여 취부하였다. 측정에 사용된 압력센서는 Kistler 6125A1 Piezoelectric Pressure Transducer로 센서에서 검출된 전압은 Kistler 5001 Charge Amplifier로 증폭하였다.

온도 측정 장치는 연소실 벽표면의 순간온도 프루브로부터 출력되는 mV 단위의 미소전압은 열전대 냉접점 보상회로와 증폭기능이 있는 AD595 IC에서 증폭되고, 측정시 동반되는 고주파의 Noise를 제거하기 위한 Noise Filter, 증폭된 신호를 수집하는 DT707-T Panel과 DT2821-G-16SE

Table 1 Engine Specification

Engine Type	Water cooled DI Diesel Engine	
Bore×Stroke	95mm×95mm	
Displacement Volume	673cc	
Combustion Chamber Volume	39.6cc	
Compression Ratio	18	
Number of Cylinder	1	
Valve Timing	IVO	20deg BTDC
	IVC	44deg ABDC
	EVO	44deg BBDC
	EVC	20deg ATDC

A/D Converter로 구성된다. 증폭기에 사용된 IC는 AD595로써 1Volt당 100℃의 출력을 나타내 주고, Fig.8은 증폭기와 Noise Filter의 회로를 나타낸다. DT707-T에서 Encoder의 Trigger Signal과 Clock Signal을 받아 컴퓨터에 내장된 A/D Converter를 통해 데이터가 저장된다. 온도기록장치에 사용된 A/D Converter는 12bit의 DMA (Direct Memory Access) 방식으로 0~10V를 4,096 등분할 수 있는 분해능을 가지고 있으며 250kHz의 Sampling 속도를 가지고 있다.

4. 결과 및 고찰

본 연구에서는 연료 분사 펌프를 전개시킨 상태 (Full Load Condition)에서 동력계의 하중을 조절하여 1,000rpm에서 1,800rpm까지 200rpm 단위로 5번에 걸쳐 실험이 수행 되었다. 이 때 냉각수의 온도는 정상온도인 70~80℃가 되도록 한다.

Fig.6은 피스톤 헤드부의 순간온도 및 순간 열플럭스 측정용 프루브의 삽입위치를 보여주고 있다.

피스톤은 soot와 같은 퇴적물이 벽표면에 부착되어 온도 경계층을 형성하게 된다. 기관의 초기

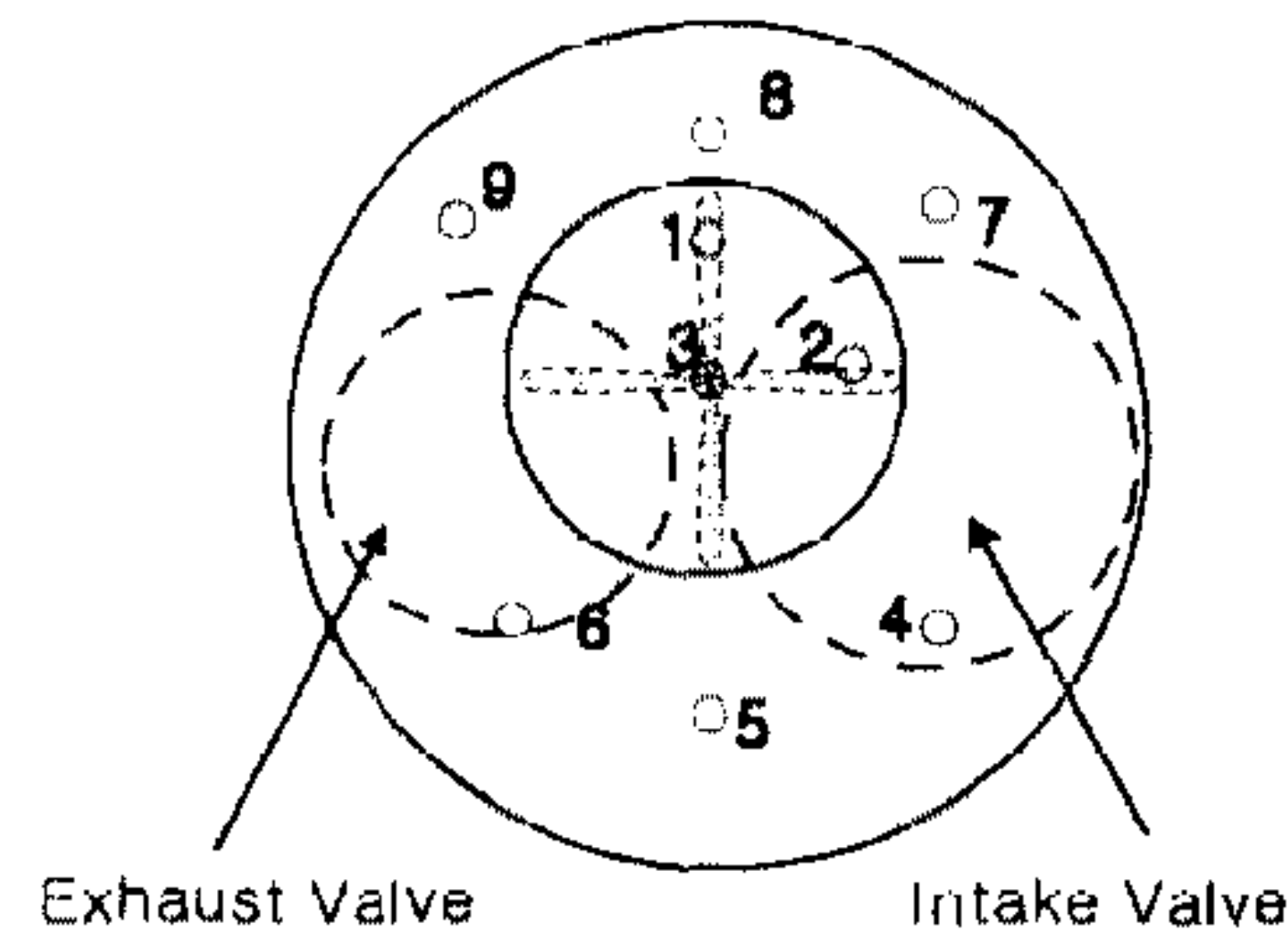


Fig.6 Location of measuring point on the piston bowl and crown

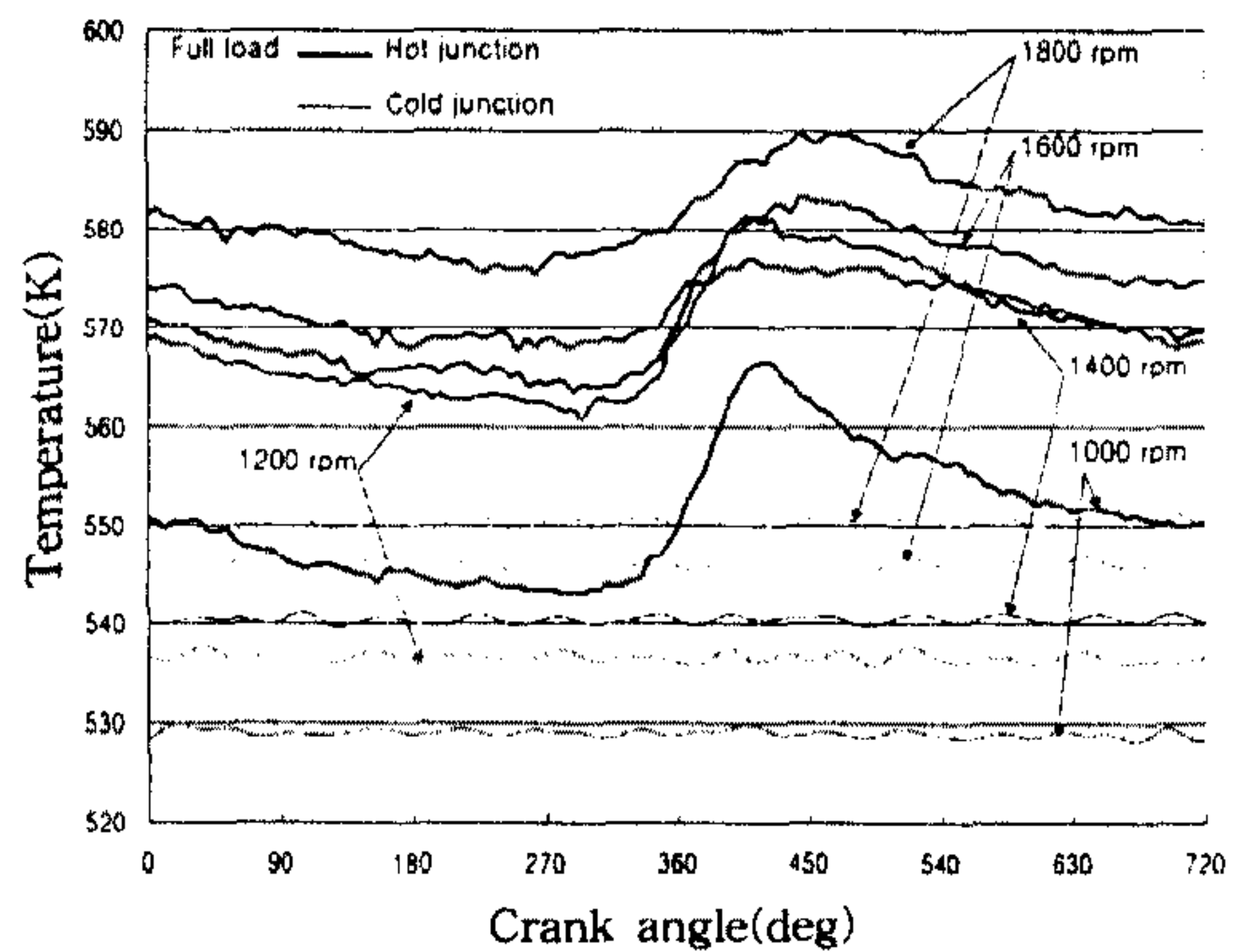


Fig.7 Instantaneous temperature versus crank angle at each engine speed in piston bowl

구동시에는 이러한 퇴적물의 영향이 없어 정상적인 작동이라고 볼 수가 없으므로 임의의 예비운전이 선행되어야 한다. 예비운전이 수행되는 동안 프루브에 출력되는 신호의 파형이 정상인지 오실로스코프로 확인하고 노이즈 요소를 제거한 후 데이터 측정이 수행되었다.

Fig.7은 바울 내부의 점 3에서의 순간온도와 표면이면 깊이에서의 온도를 보여주고 있다. Fig.8은 바울에서 기관회전수에 따른 표면과 표면이면 깊이의 냉점점의 평균온도와 온도차이를 나타낸다.

Fig.7에서 1,200rpm에서의 순간온도의 최고값이 1,400rpm에서의 최고값보다 높은 것을 볼 수 있지만 Fig.8에서의 평균값은 비슷함을 볼 수 있다. 이는 바울 내부의 연소현상이 항상 균일하지 않다는 것을 알 수 있다. 그리고 순간온도의 진폭은 기관회전수가 증가함에 따라 감소하고 있음을

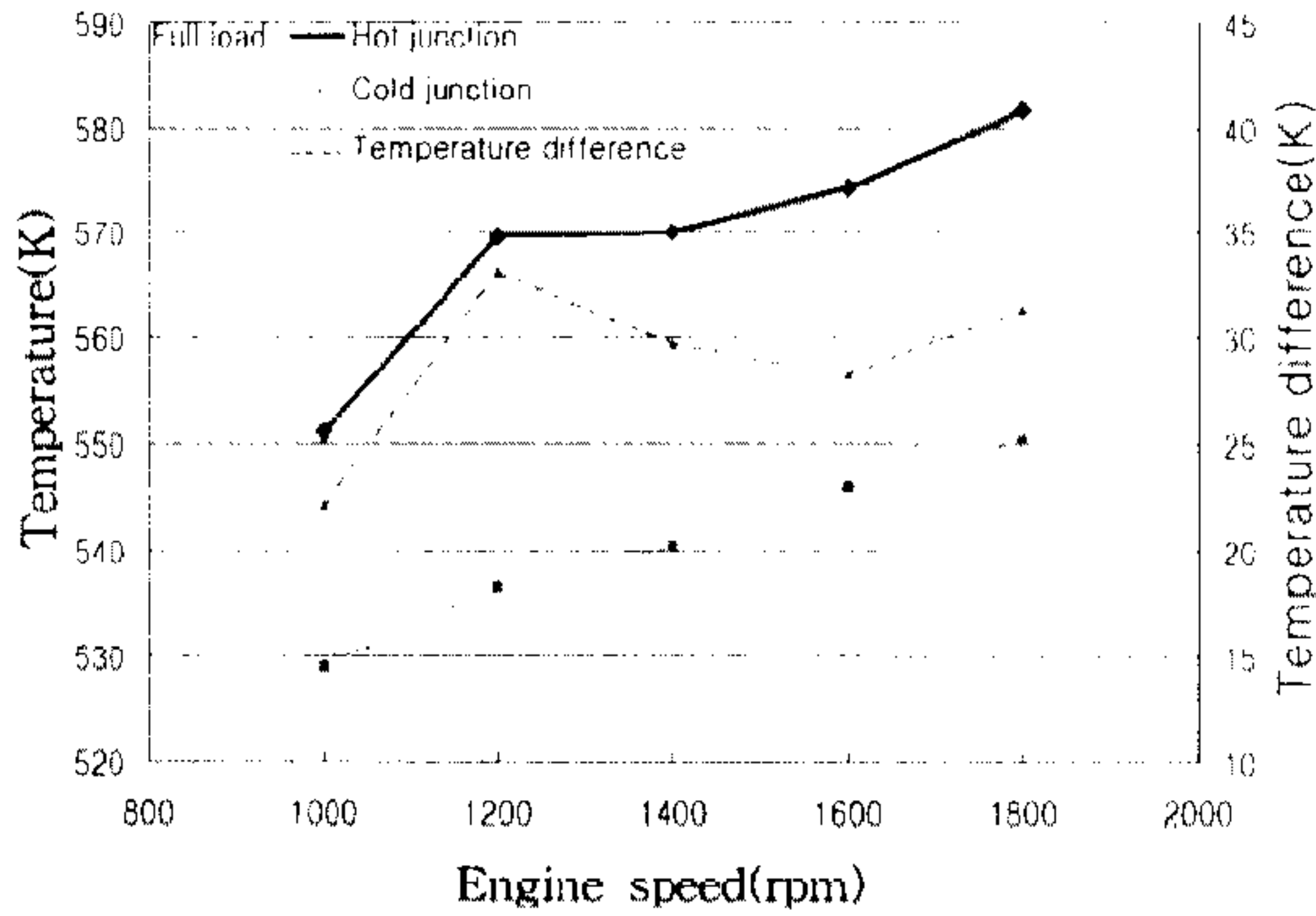


Fig.8 Mean temperature and temperature difference at each engine speed in piston bowl

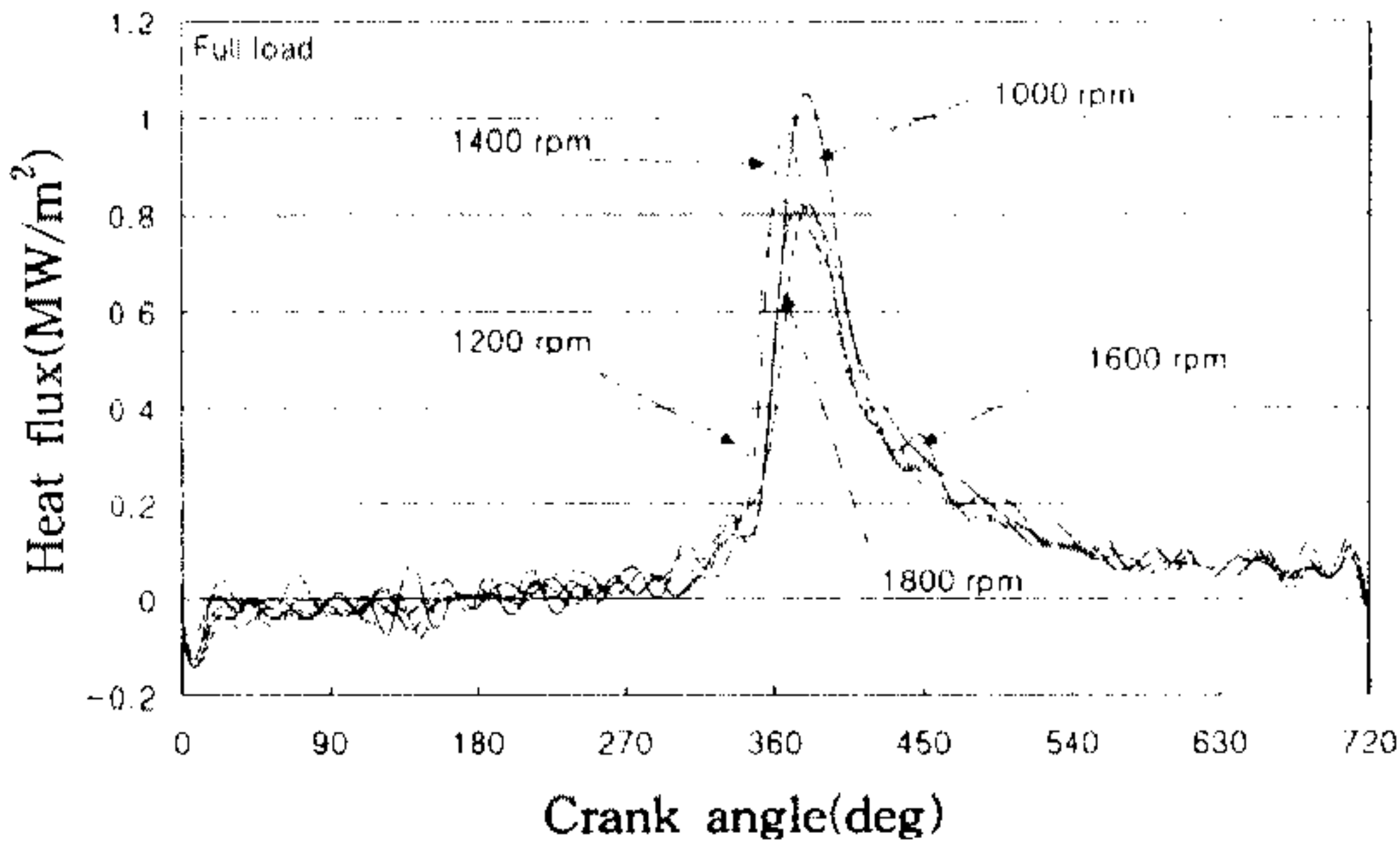


Fig.9 Instantaneous heat flux at piston bowl

보여주고 있다.

Fig.8에서 표면의 평균온도와 표면이면 깊이의 평균온도의 차이는 1,200rpm에서 가장 높고 차츰 감소하다가 다시 1,800rpm에서 약간 증가하고 있음을 보여주고 있다. 즉, 전체적으로 온도차이는 증가하고 있는 것이다. 1,200rpm에서 평균온도가 선형적인 분포보다 높은 값을 갖는 것은 실험에 사용된 엔진이 1,200rpm 부근에서 최대 토크를 발생시켜 이 엔진 회전수에서 연소가 가장 활발하고 원활하게 이루어지므로 연소가스 온도의 상승폭이 높기 때문으로 사료된다.

Fig.9는 피스톤 바울 부에서의 순간 열유속을 나타낸 그림이다. 순간 열유속은 표면온도와 표면이면 깊이의 냉접점 온도와의 온도차로 계산되며 열응력 해석에 있어서 경계 조건으로 사용된다. 열플럭스는 TDC 근처에서 급상승하고 있어, 대부분

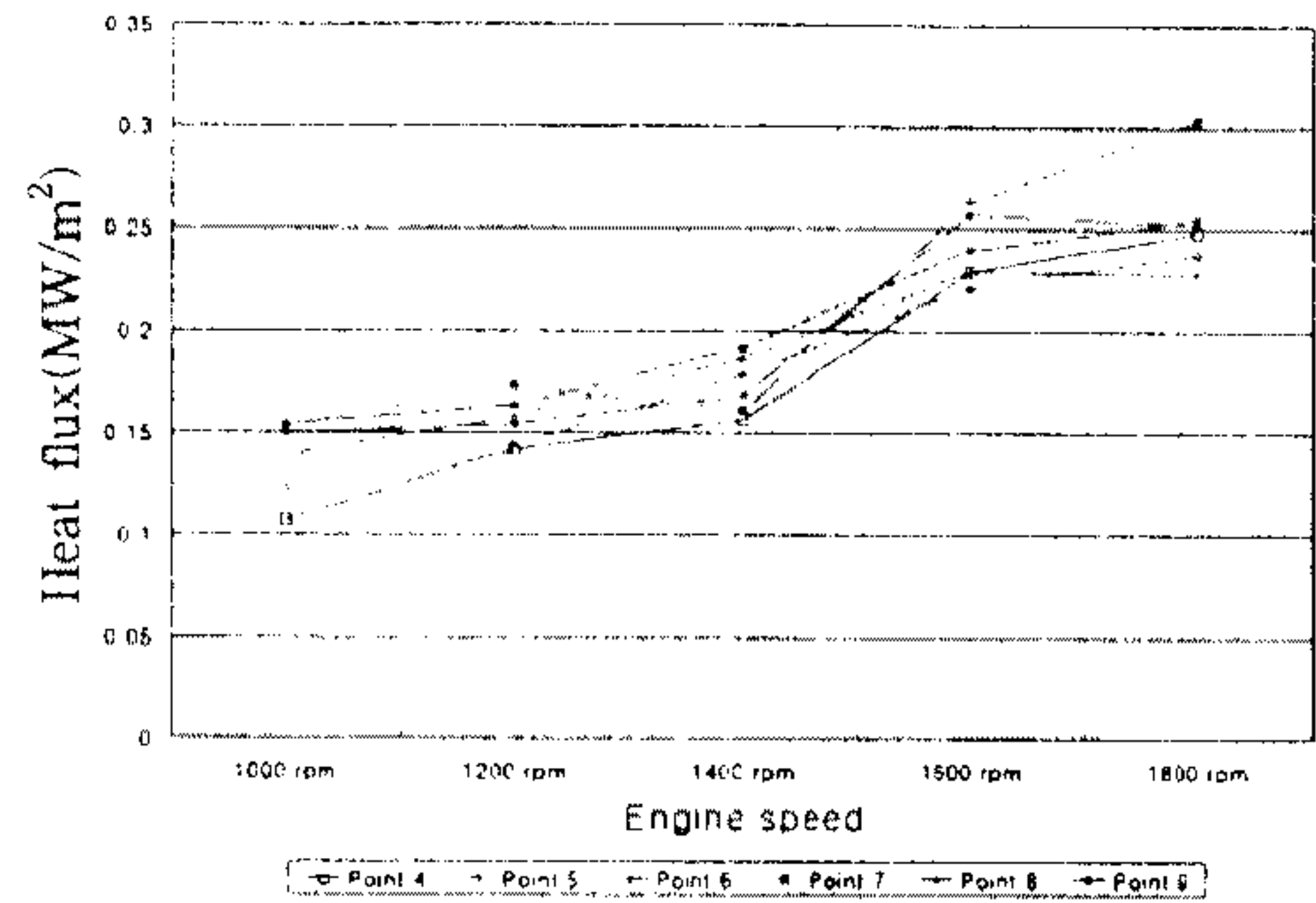


Fig.10 Mean heat flux on piston crown

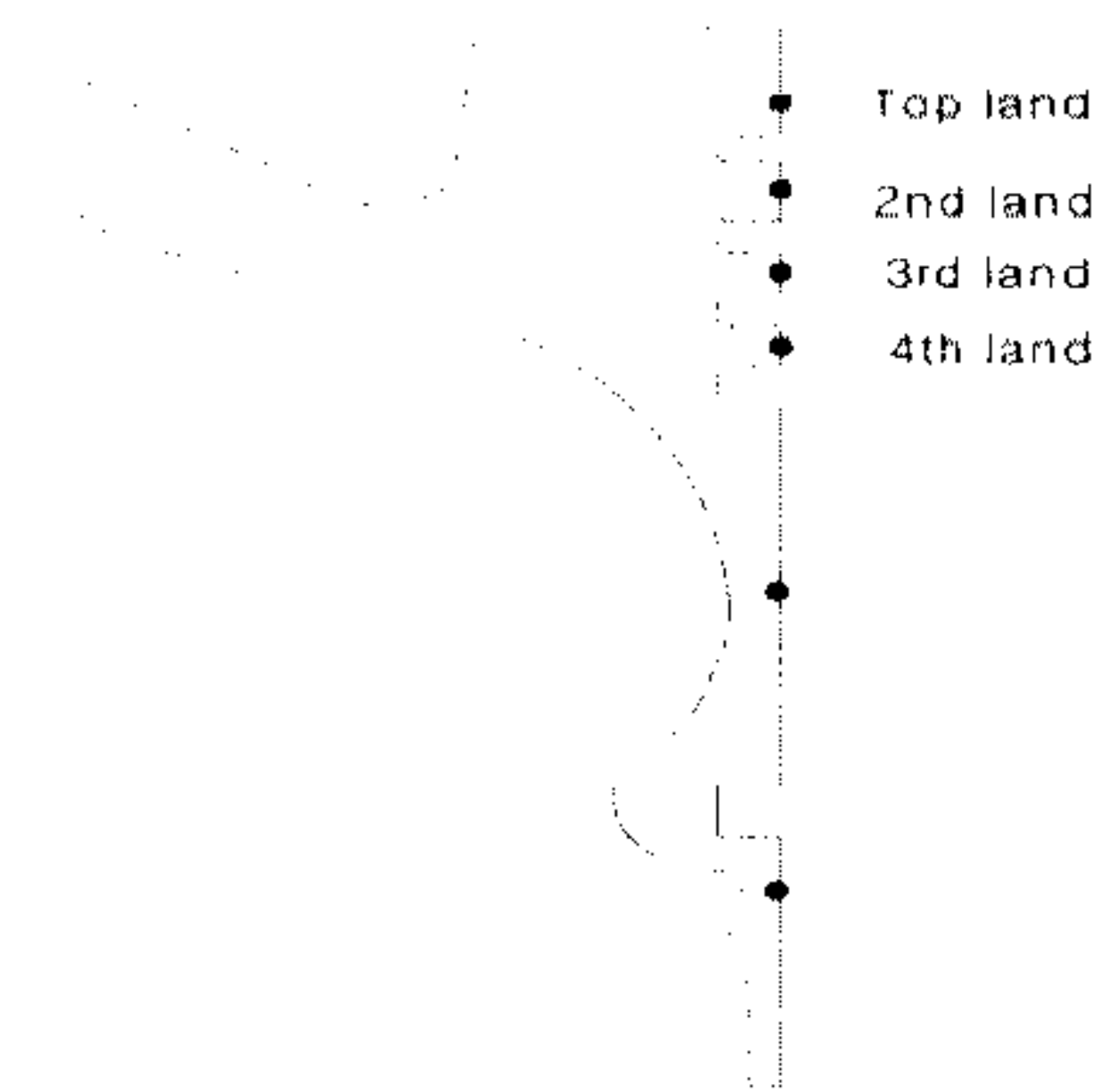


Fig.11 Location of measuring points on the piston land

의 열출입은 연소에 의해 이루어지고 있음을 알 수 있다.

Fig.10은 피스톤 크라운부의 기관회전수에 따른 평균 열플럭스를 나타내는 것으로서 대체로 배기 밸브 부근의 측정점에서 높은 열유속을 보여주고 있다.

Fig.11은 피스톤 랜드부의 순간온도 측정용 프루브를 심은 위치를 나타내고 있으며, Fig.12는 Full Load 상태에서 1,200rpm 때의 피스톤 랜드부의 크랭크 각도에 따른 온도 변화를 나타내고 있다. 톱랜드의 경우 뚜렷한 온도 스윙이 일어나고 있는데, 이것은 폭발 시 연소가스가 직접 도달하기 때문이며, 두 번째 랜드의 온도 스윙 현상이 나타나는 것은 미량의 연소가스가 첫 번째 링을 통과하여 두 번째 랜드까지 도달하고 있음을 의미한다.

Fig.13은 실린더 라이너에 심은 순간온도 프루

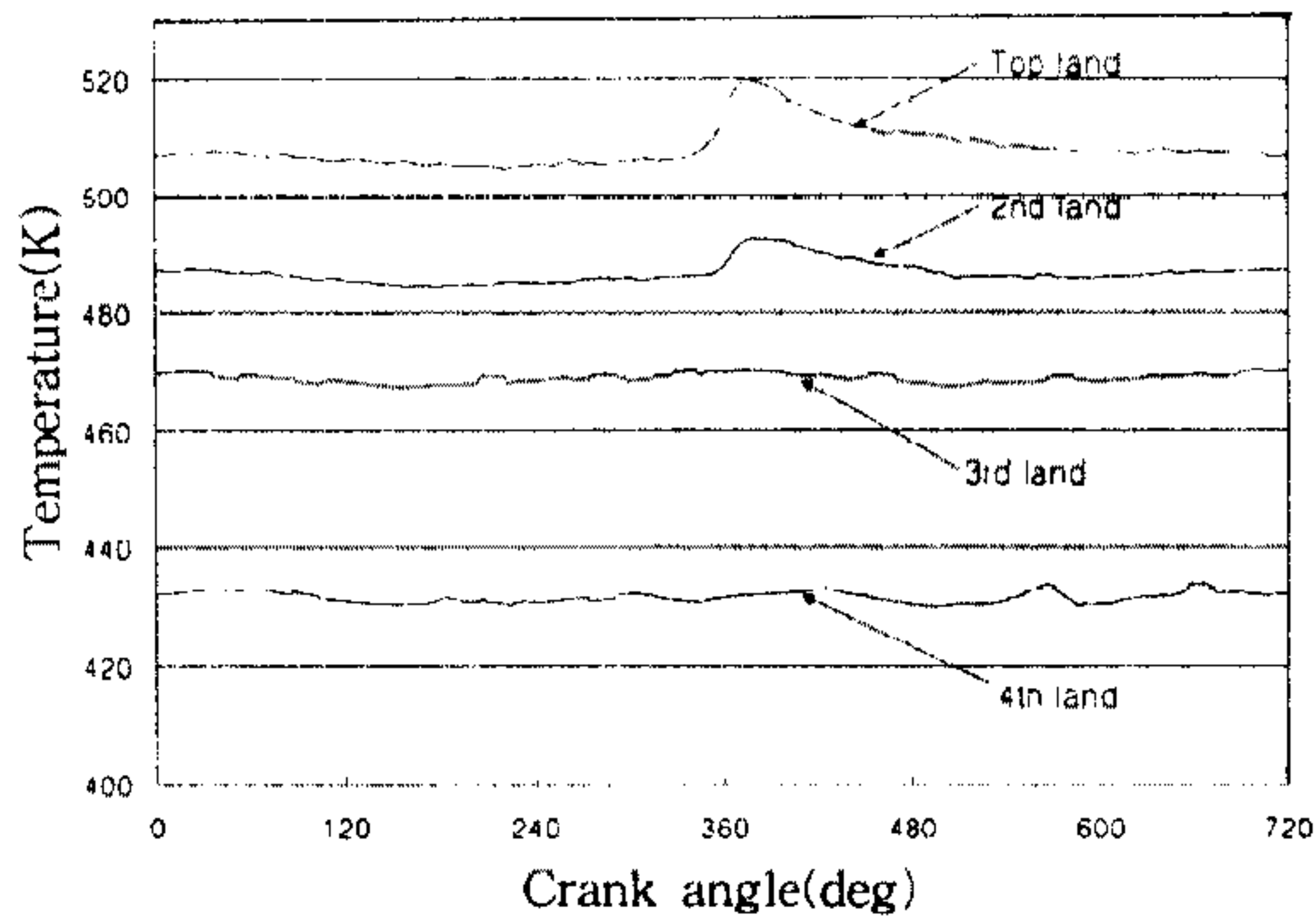


Fig.12 Instantaneous temperature variation versus crank angle on piston land at 1,200rpm

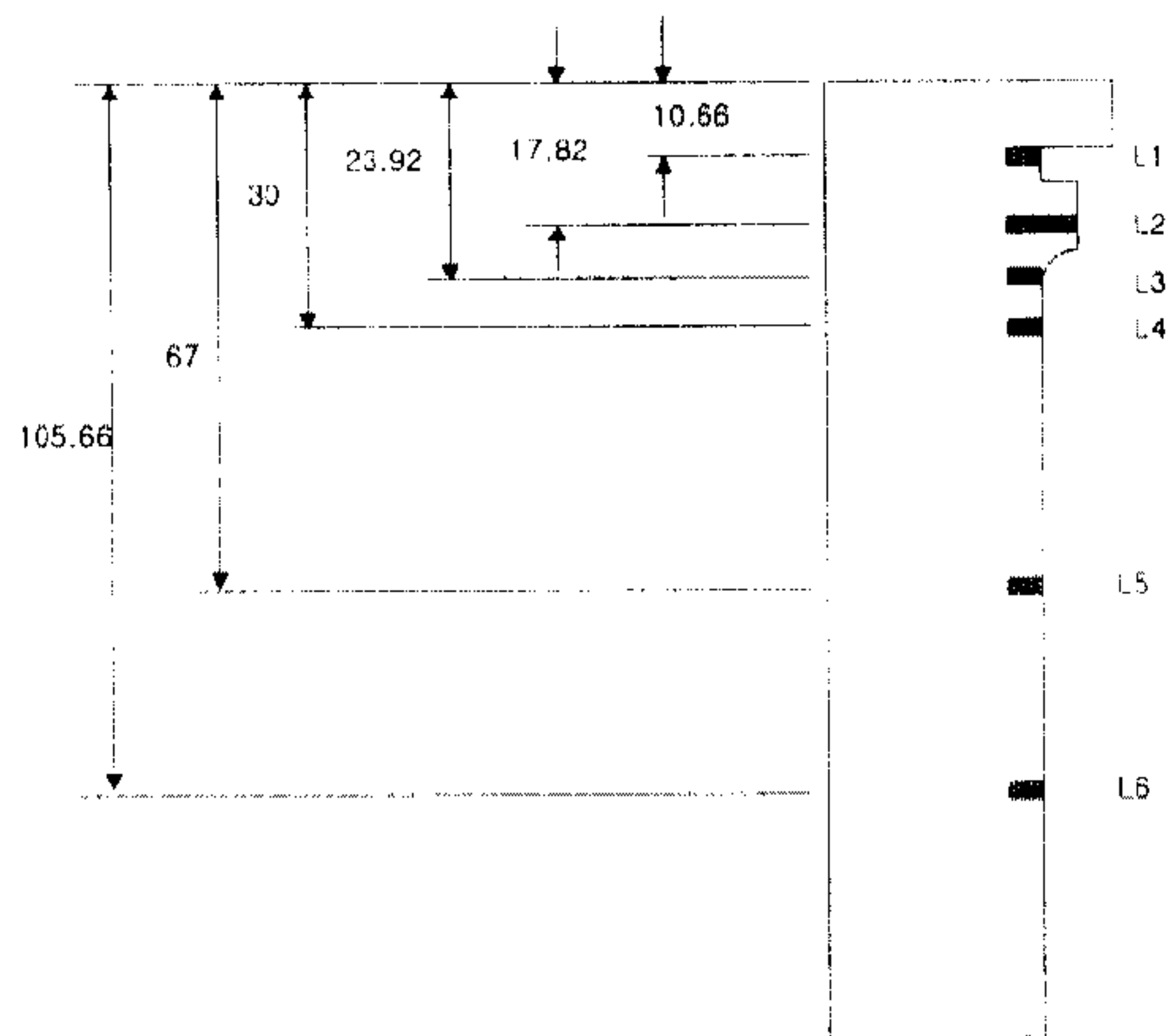


Fig.13 Location of measuring points on the cylinder liner

브을 심은 위치를 표시하고 있으며, Fig.14는 Full load 상태, 1,200rpm때의 라이너의 순간온도를 보여주고 있다. L1 지점은 TDC때의 첫 번째 링에 대응하는 위치로서 뚜렷한 온도 스윙이 관찰되며, L1, L2 지점의 경우 TDC 근처의 온도 상승에서 굴곡이 나타나는 것으로 보아 순간온도가 연소가 스뿐만 아니라 링의 라이너로의 열전달 현상과도 관계가 있는 것으로 보인다.

Fig.15는 1,200rpm에서의 피스톤 랜드부와 실린더 라이너의 평균온도를 길이에 따라서 비교한 것이다. 평균온도는 피스톤의 랜드부가 높게 나타나고 있어 피스톤에서 라이너로의 열전달이 일어나고 있다고 사료된다.

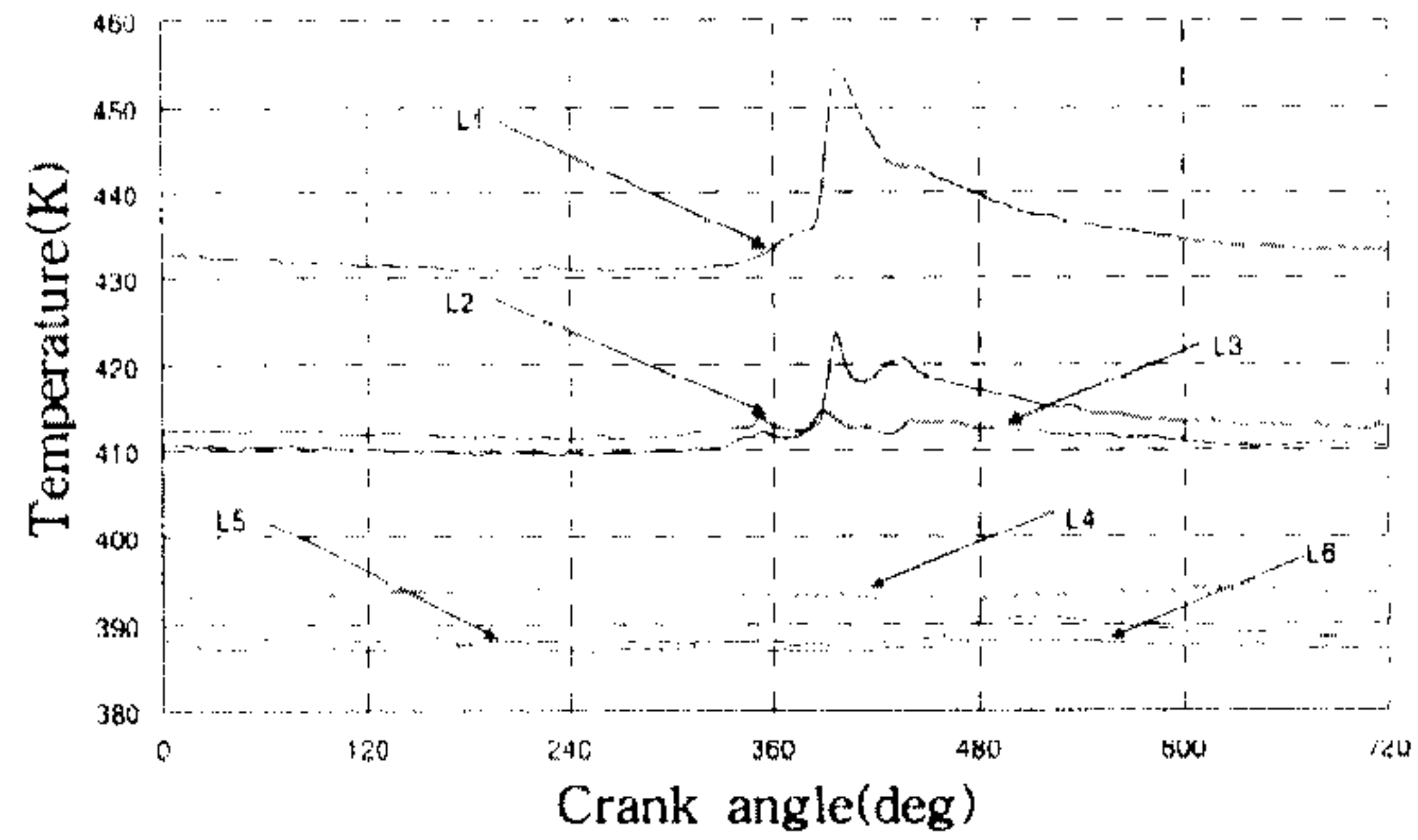


Fig.14 Instantaneous temperature variation versus crank angle on cylinder liner at 1,200rpm

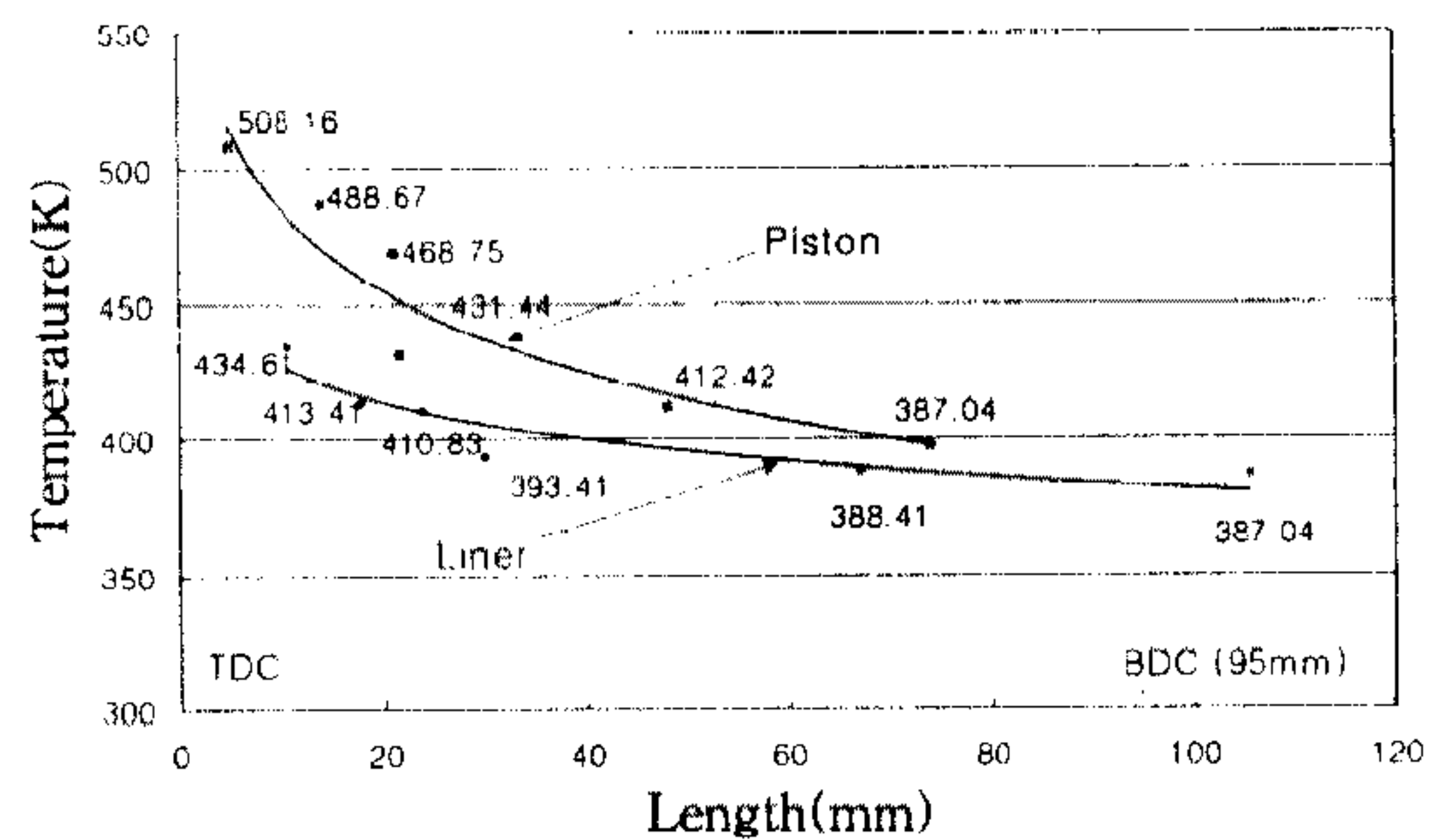


Fig.15 Mean temperature profile on the piston and cylinder liner

Fig.16과 Fig.17는 유한 요소 해석을 통한 피스톤의 온도 분포를 나타낸 그림이다. 온도는 피스톤 헤드 상단부의 안쪽 모서리 부분이 높고, 흡기포트 부근의 피스톤 표면은 상대적으로 낮음을 볼 수 있다. 그림에 표시된 크라운부위의 온도는 실제 온도를 측정된 값으로서 시뮬레이션을 실시한 온도보다 약간 높은 값을 나타내는데, 이는 열접점과 냉접점의 온도차만으로 열유속을 구하였기 때문이라고 사료된다. 그러나 고속 회전에서의 온도 분포의 경향은 비슷한 것으로 나타났다.

Fig.18는 크라운 부위의 평균 온도를 실험값과 유한요소 해석을 이용한 결과를 비교한 것이다. 전술한 바와 같이 실험치가 높게 나타나는 것은 순간온도 프루브를 이용하여 실험적으로 구한 열플럭스를 경계조건으로 사용하면서 기인한 것이다.

Fig.19과 Fig.20는 1,200rpm과 1,800rpm의 전부하 상태에서 열용력 분포를 보여주고 있다.

열용력은 바울부의 하단부에 최고 용력값을 나

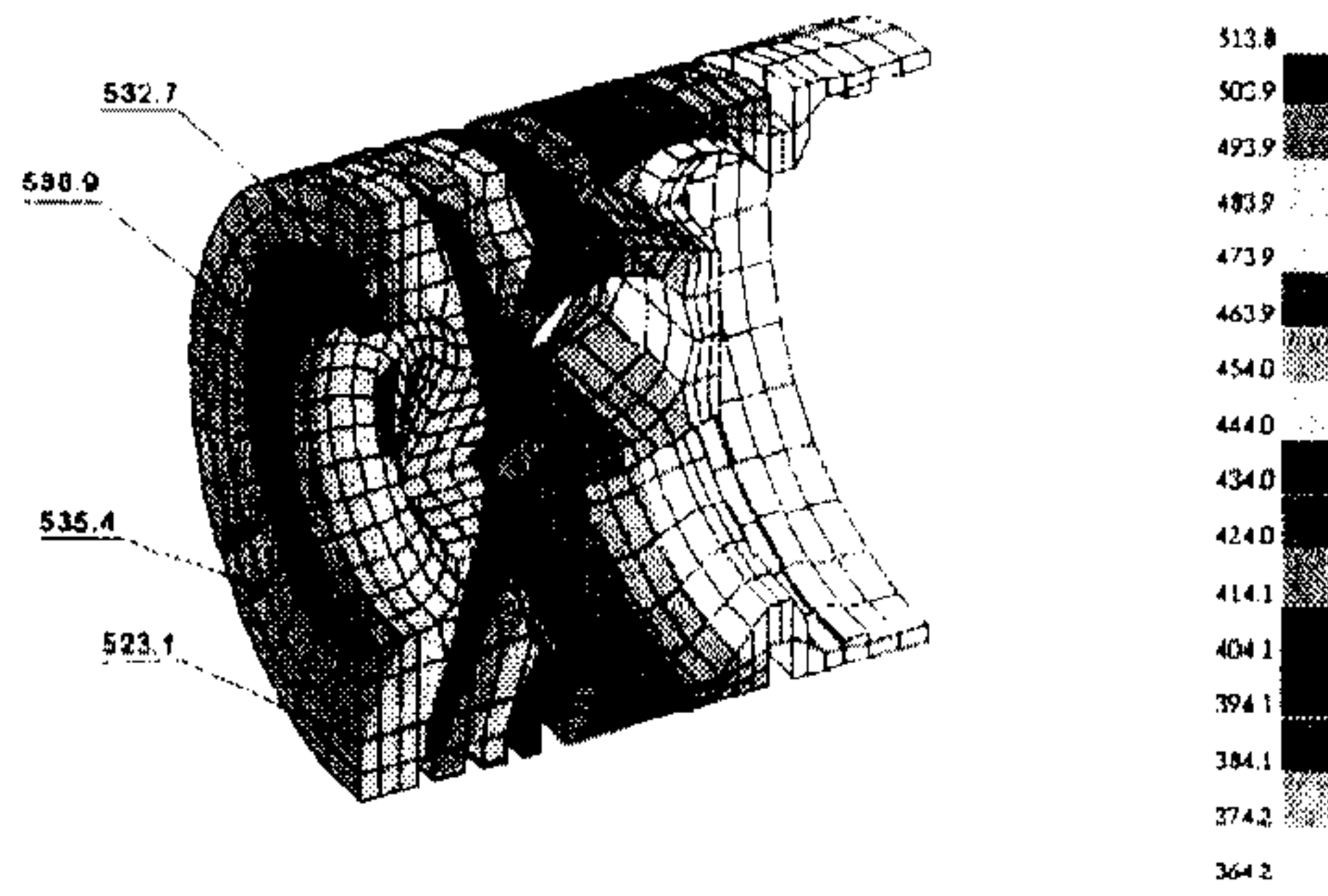


Fig.16 Temperature(K) distribution of piston at 1,200rpm

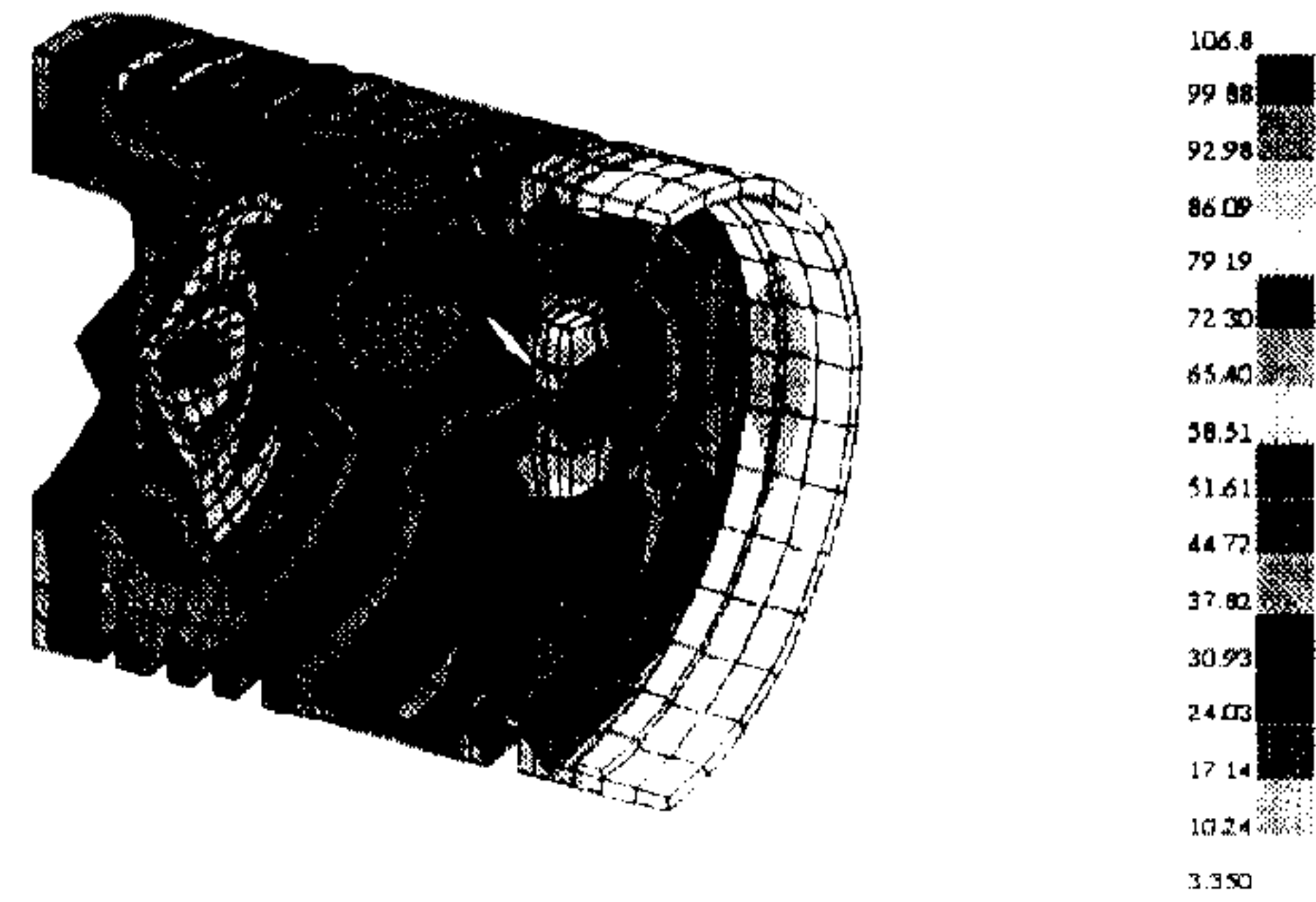


Fig.19 Von-Mises stress(MPa) distribution of piston at 1,200rpm

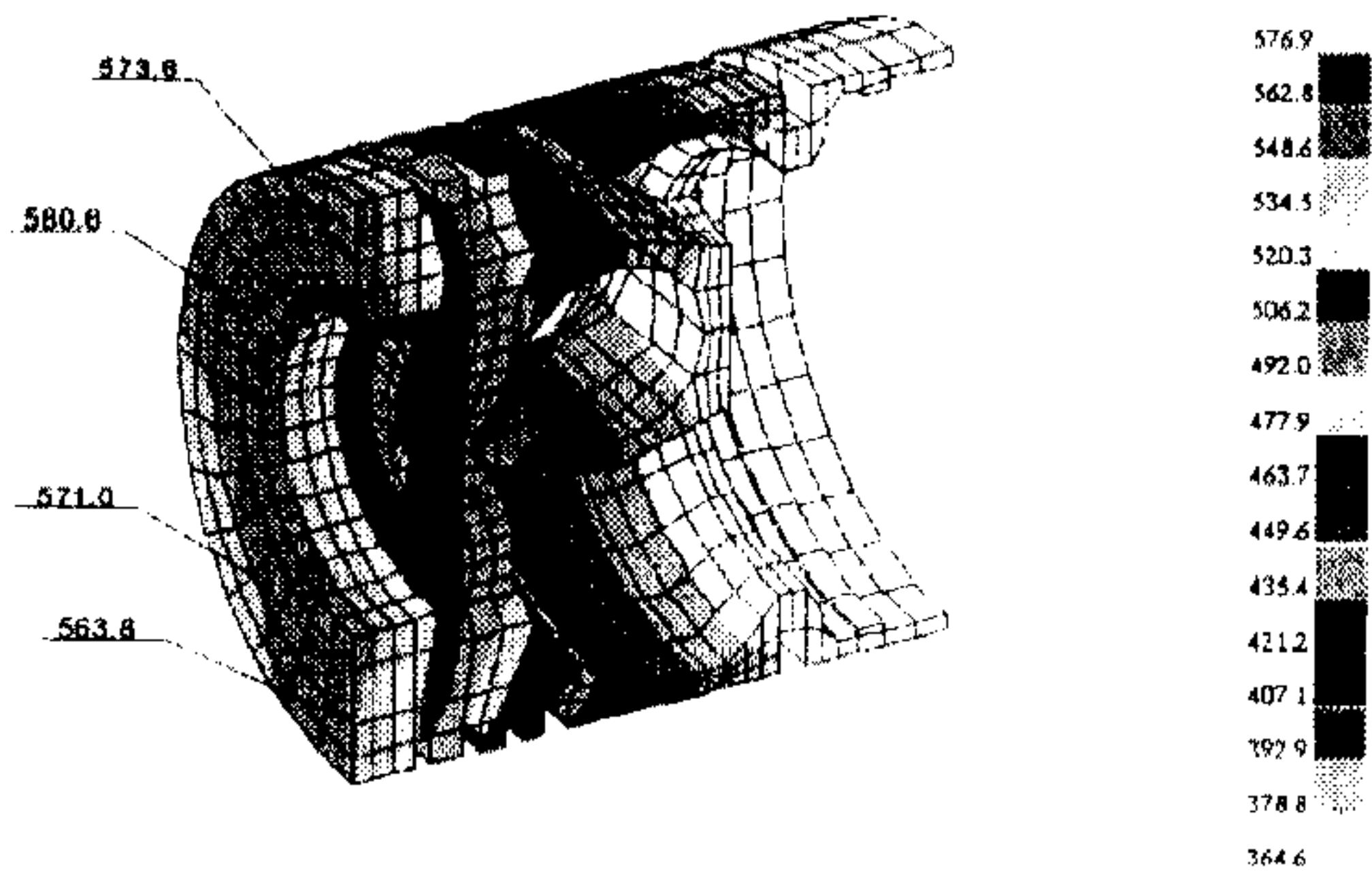


Fig.17 Temperature(K) distribution of piston at 1,800rpm

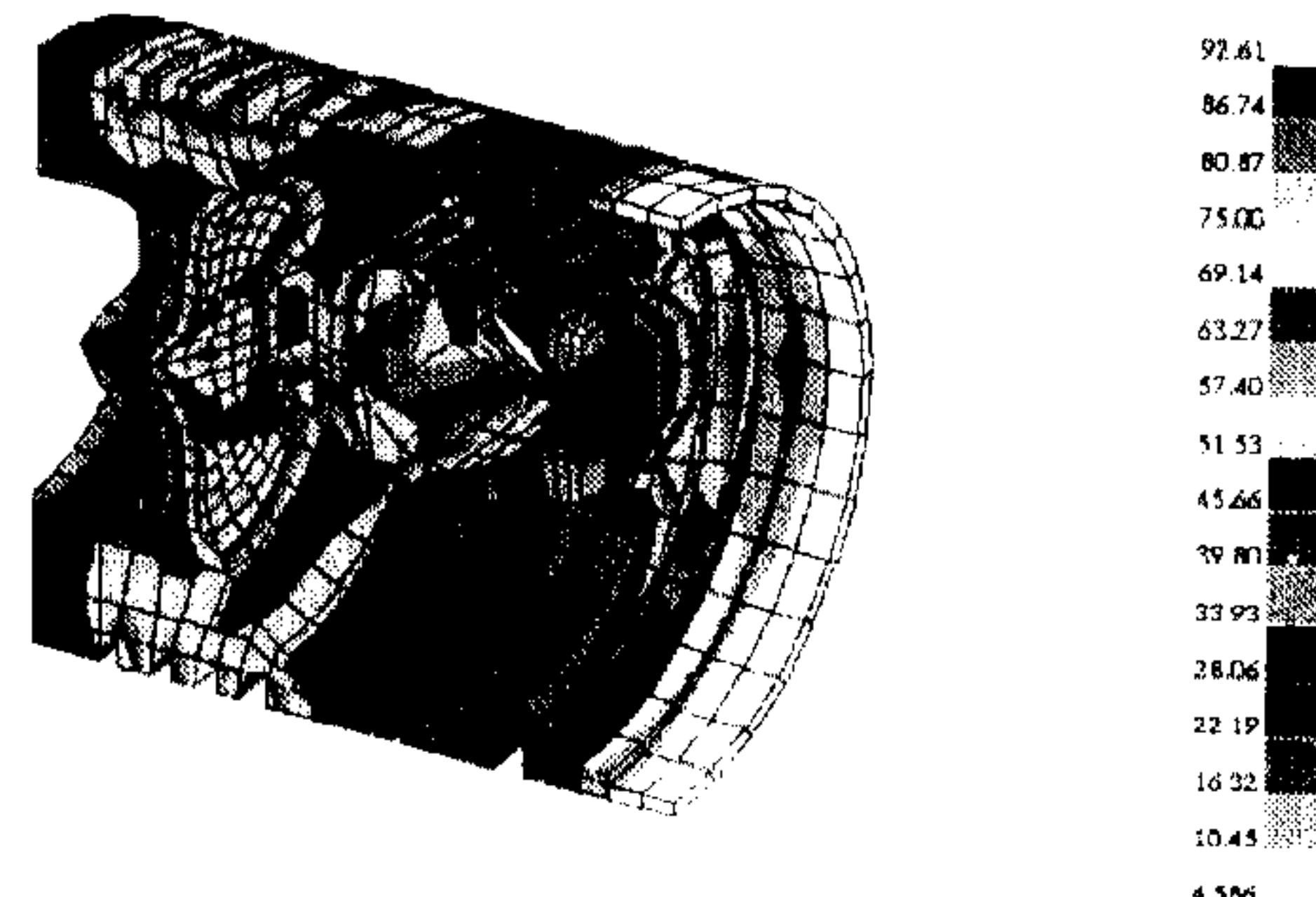


Fig.20 Von-Mises stress(MPa) distribution of piston at 1,800rpm

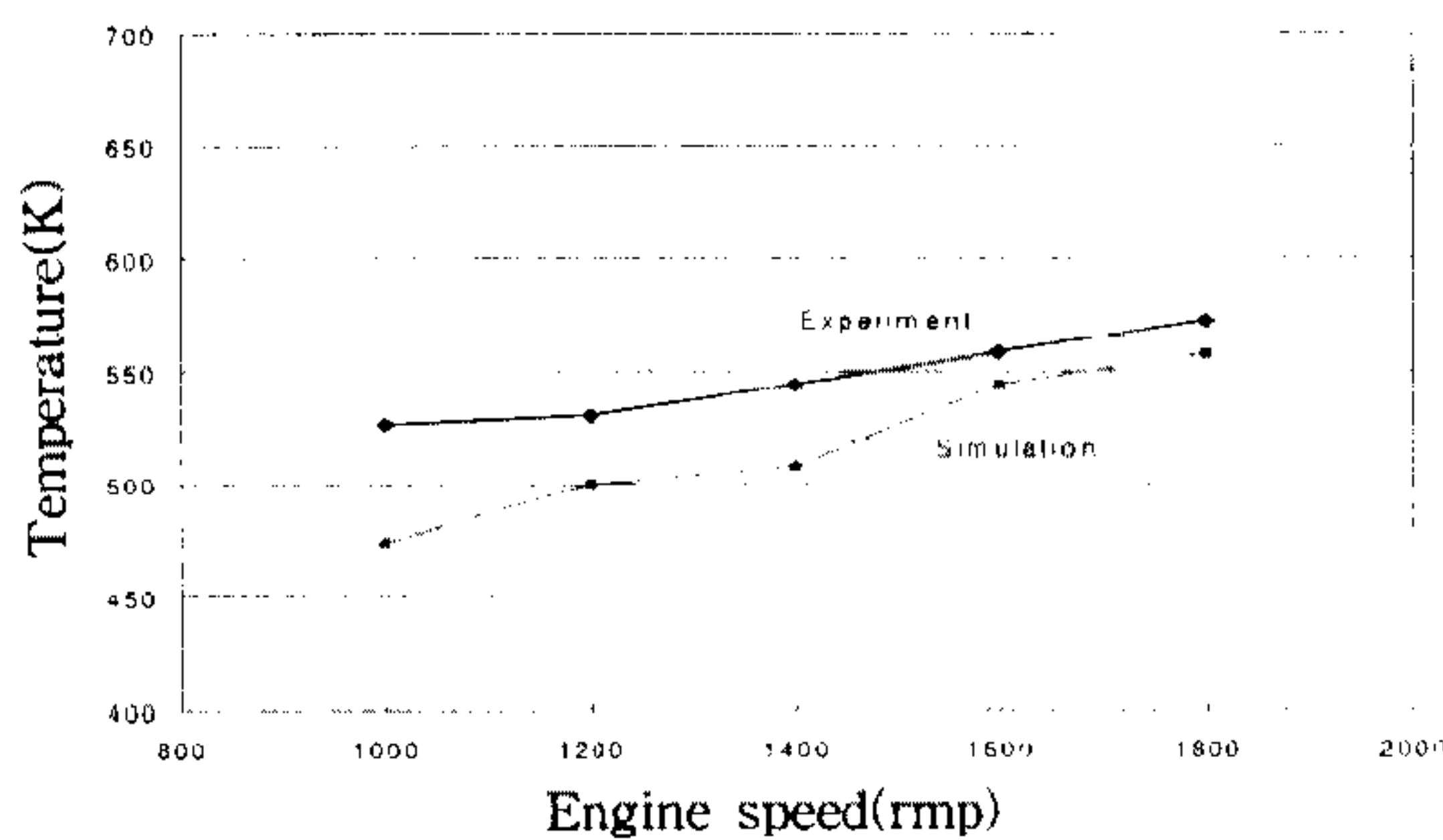


Fig.18 Comparison of measured mean temperature with simulation one on piston crown

타내고 있음을 확인할 수 있었으며, 또한 링부위와 핀홀 부근에서도 높은 열응력이 발생하고 있다.

최고 열응력은 1,200rpm에서 나타나는데, 이는 바울부의 평균 열유속이 1,000, 1,200, 1,400, 1,600, 1,800rpm일 때 각각 0.126, 0.128, 0.119, 0.125, 0.115MW/m²으로 되어 1,200rpm 때의 열유속이

다른 기관 회전수때보다 더 높기 때문으로 사료된다. 그리고 링부의 열응력 집중은 피스톤 링들의 플러터링 현상으로 인한 온도의 균일한 확산이 이루어지지 않아서 발생하는 것으로 사료된다

응력의 최고값은 106.8MPa이나 이 값은 피스톤 재료(알루미늄 합금)의 항복응력이 200℃에서 200MPa임을 감안할 때 안정적이라 할 수 있다.⁹⁾

5. 결 론

본 연구에서는 직접 분사식 디젤엔진 피스톤에 대한 열응력 해석을 실시하였다. 먼저 해석을 위한 경계조건을 구하기 위하여 순간 온도 및 열플럭스를 측정할수 있는 순간온도 프루브와 링크장치를 개발하였다. 피스톤 헤드면의 온도와 열유속을 측정하였고, 해석을 위한 3차원 모델링을 실시하였다. 각 노드점의 온도분포를 구하고, 이 온도를 기초로 열응력을 구하였다.

- 1) 본 연구에 사용된 순간온도 프루브 및 링크 장치는 엔진의 가혹한 운전 조건에도 안정적으로 순간온도 데이터를 인출할 수 있음을 확인하였다.
- 2) 시뮬레이션에 의해 계산된 피스톤의 온도는 실험결과보다 약간 낮은 값이었지만 경향은 비슷하였다. 순간 온도프루브를 이용하여 피스톤의 온도를 측정하였고, 이 온도를 열유속으로 환산하여 열전달 해석시 피스톤 헤드의 경계조건으로 사용하는 것이 가능해 졌다.
- 3) 피스톤의 온도분포는 크라운 안쪽과 바울부가 접하는 모서리부분에서 가장 높게 나타남을 확인할 수 있었다.
- 4) 피스톤 전반에 걸쳐있는 열응력은 100MPa 이하의 값을 나타내고 있으며, 바울 내부, 링 그루브, 핀홀 부분에 많이 걸려 있음을 확인할 수 있었다. 링 그루브의 응력은 링들이 상하면에 교번하면서 접촉하는 플리터링 현상으로 인한 응력이 열응력에 영향을 미친다고 생각된다.

후 기

본 연구는 97년도 교육부 학술연구조성비에 의하여 수행된 내용으로 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. K. Pattas, "Thermische Belastung des Zylinderkopfes von Hochleistungs Dieselmotoren", MTZ, Vol. 35, No. 10, pp. 314~318, 1974.
2. A.Garro, V.Vullo, "Some Consideration on the Evaluation of Thermal Stress in Combustion Engine", SAE 780664, 1978.
3. Günter F. Hohenberg, "Advanced Approaches for Heat Transfer Calculations", SAE 790825, 1979.
4. J. L. Castleman, "Combined Finite Element and Metallurgical Analysis of Piston Ring Groove Insert Retention Failures", SAE 920088, 1992.
5. C. H. Li, "Piston Thermal Deformation and Friction Considerations", SAE 820086, 1982.
6. A. S. H. Lowe, T. Morel, "A New Generation of Tools for Accurate Thermo-Mechanical Finite-Element Analyses of Engine Components", SAE 92061, 1992.
7. 이교승, 이진호, "자동차용 디젤엔진 피스톤의 열변형 특성에 관한 연구", KSAE 97370018 한국자동차공학회논문집 제5권 제1호
8. 이재순 외, "직분식 단기통 디젤기관 피스톤의 순간온도 측정에 관한 실험적 연구", KSAE, 98370019 한국자동차공학회논문집 제6권 제1호
9. 염영하, "기계재료학", 동명사, pp. 212~229, 1976.
10. Y. Enomoto, S. Furuham, "Study on Thin Film Thermocouple for Measuring Instantaneous Temperature on Surface of Combustion Chamber Wall in Internal Combustion Engine", Bulletin of JSME, Vol. 28, No. 235, 1985.
11. Enomoto et al., "四サイクルガソリン機関の局所熱伝達率に関する研究", JSME, Vol. 53, No. 496, pp. 3835~3843, 1986.