

〈논 문〉 SAE NO. 96370019

메탄올기관의 흡·배기 밸브에서의 열유속 특성

Characteristics of Heat Flux in Intake and Exhaust Valve of Methanol Fueled Engine

김 문 현*, 임 연 기**, 이 종 태***
M. H. Kim, Y. K. Lim, J. T. Lee

ABSTRACT

Instantaneous surface temperature and unsteady heat flux of intake and exhaust valve in methanol fueled engine were investigated as a function of compression ratio and engine speed. To accomplish this purpose, the instantaneous temperature sensor was designed and it was installed into three point of intake and exhaust valve head to measure unsteady temperature. The unsteady heat flux at valves was evaluated using one dimensional heat conduction equation with the valve head temperature and temperature gradient.

And also mean heat flux of intake and exhaust valve for each stroke were evaluated as a function of engine speed.

주요기술용어 : Instantaneous surface temperature(순간표면온도), Heat loss(열손실), Temperature swing(온도진폭), Temperature gradient(온도구배), Heat flux(열유속)

1. 서 론

자동차 연료로서 메탄올의 이용은 단지 자동차 연료의 석유 의존도를 저감시키는 목적뿐만 아니라, 메탄올은 연료의 성질로서 탄소원자가 적기 때문에 배기가스 조성이 간단

하며 또한 옥탄가가 높기 때문에 고압축이 가능하며 기관출력을 향상시킬 수 있으므로 저공해, 고효율기관의 실현이 가능할 것이다.^{1,2)} 그러나 기관을 고압축비화하면 흡기량의 증가와 흡입공기 온도 및 압력이 상승되므로 연소가스온도가 증가하게 된다. 따라서 기관 구조물의 열부하 및 열응력이 증가하여 열적 강도상의 문제가 발생할 뿐만 아니라 아울러 가스 누출량 및 윤활유의 소비증대, 열화등 여러가지 문제 발생의 원인이 될 수 있다.³⁾

* 정회원, 숭실대학교

** 정회원, 대우공전

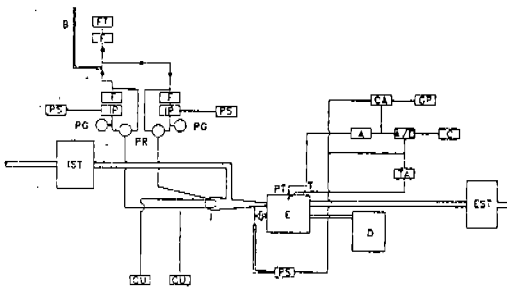
*** 정회원, 성균관대학교

연소실 설계시 고려해야 할 열부하는 한 사이클에서의 열부하 최대치를 고려해야 하므로, 이들 거동을 파악하기 위해서는 사이클의 평균치가 아닌 국부적이고 순간적인 값들을 알아야만 한다.^{4), 5), 6} 특히, 밸브는 연소실내에서 열부하를 가장 많이 받고 있는 부분이므로 여기에 대한 상세한 실험적 해석이 요구된다.

본 연구는 메탄올기관의 흡·배기 밸브의 열부하를 해석하기 위하여 순간온도 센서를 제작하고 기관설계인자인 압축비 변화 및 기관작동인자인 기관회전속도 변화에 대한 흡·배기 밸브헤드의 순간온도를 측정하여 이것을 비교 평가하므로써 고압축비 메탄올기관의 흡·배기 밸브의 열부하 문제를 해결하기 위한 열유속 특성에 관한 기술자료를 제공하고자 한다.

2. 실험장치 및 실험방법

실험에 사용한 기관은 배기량 631cc의 수평형 단기통 수냉식 디젤기관을 스파크 점화



- | | |
|--------------------------|------------------------------------|
| A/D : A/D Converter | FT : Fuel Tank |
| A : Amplifier | GP : Graphic Printer |
| B : Burette | I : Injector |
| CA : Combustion Analyzer | IP : Injection Pump |
| C : Computer | IST : Inlet Surge Tank |
| CU : Control Unit | PG : Pressure Gauge |
| D : Dynamometer | PR : Pressure Regulator |
| E : Engine | PS : Power Supply |
| EST : Exhaust Surge Tank | T : Thermocouple |
| F : Fuel Filter | TA : AD595 Thermocouple. Amplifier |

Fig.1 Schematic diagram of experimental apparatus

기관으로 개조한 것으로 기존의 분사노즐 위치에 스파크 플러그를 설치하고, 별도의 점화장치를 구성하였으며 흡기관에 연료 분사노즐을 설치하였다.

Fig.1은 실험장치의 개략도를 나타낸 것이다. 실험장치의 구성은 메탄올기관을 중심으로 연료공급계통, 흡기계통, 전기동력계, 배기계통 및 각종 측정장치들로 구성되었다.

본 실험에서 얻은 데이터들은 크랭크 축에 설치되어 있는 각도 검출기로 부터 출력되는 크랭크 각 1° 마다의 신호를 기초로 하고, 실린더 내의 압력값은 압력 변환기(Kistler 사, 601A)를 사용하여 여기서 나온 신호를 증폭하여 컴퓨터의 A/D 변환기에 입력시켜 해석하였다.

한편 흡·배기 밸브의 열적 강도는 비정상 열유속에 좌우되므로 이것을 해석하기 위해서는 순간적으로 변동하는 흡·배기 밸브헤드의 순간온도를 측정해야 하며 또한 밸브헤드에서 일정 거리만큼 떨어진 곳에서의 온도를 동시에 측정해야 한다.

이와 같이 순간온도를 측정할 수 있는 프로브를 순간온도 센서라 칭하고 이 센서는 고응답성을 가지며 소형이어야 한다. Fig.2는 순간온도 센서의 구조와 삽입 위치를 나타낸 것이다. 제작된 순간온도 센서는 직경이 0.32 mm인 K-type 열전대를 사용하였으며 그림에서 보는 바와 같이 센서 몸체에 직경이 1.2

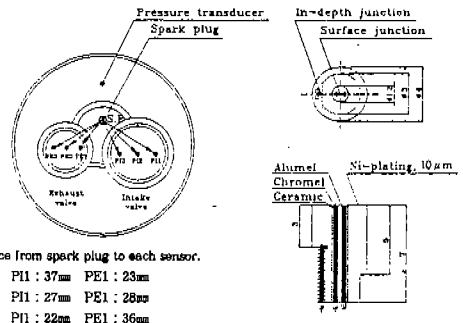


Fig.2 Instantaneous temperature sensor and insert location in valve head

mm 구멍을 뚫고 CA 두 소선을 삽입하고 고온에서의 내열성과 전기절연성 및 기계적강도가 우수한 세라믹 접착제를 사용하여 고정시킨 후 그 표면에 화학도금법⁷⁾을 이용하여 부도체인 세라믹에도 도금이 가능하도록 표면에 파라돌을 석출시킨 다음 Ni박막을 형성 시킴으로서 열접을 만들어 밸브헤드의 순간온도를 측정하도록 하였고, 이때 박막의 두께는 $10\mu\text{m}$ 로 하였다.⁸⁾ 또한 센서의 몸체는 흡·배기 밸브의 재질과 열전도성이 동일한 SUH3B를 사용하였으며 센서 몸체로부터 3mm의 깊이에 다른 하나의 냉점을 설치하였다.

센서의 삽입위치는 PI 2 및 PE 2는 흡기 및 배기 밸브헤드 중앙에 삽입하였고, 흡기 밸브 헤드에 스파크 플러그 중심으로 부터 PI 1은 37mm, PI 3는 22mm, 배기밸브 헤드에 PE 1은 23mm, PE 3는 36mm에 위치하도록 하였다.

이와 같이 제작된 순간온도 센서에서 출력되는 기전력을 온도로 환산하기 위하여 검정을 실시하여야 한다. 검정은 순간온도 1°C 당 10mV를 출력하는 K-type 열전대의 전용 증폭기인 AD 595 칩을 이용하여 증폭하였으며 이 칩에서 출력된 값은 저역 통과 필터 (capacitance $0.44\mu\text{F}$)를 거쳐 A/D 변환기를 통해 DMA(Direct Memory Access)방식으로 입력되며 데이터는 컴퓨터에서 100 사이클 평균을 취하도록 하였다. 검정방법은 순간온도센서와 표준온도계를 전기로에 함께 넣은 후 온도 조절장치를 이용하여 전기로내의 온도를 일정하게 유지시킨 후 표준온도계에서 출력되는 값과 AD 595를 거쳐 A/D 변환기를 통해 컴퓨터로 해석한 값을 비교하며, Fig.3과 같은 검정선도를 얻을 수 있었다.

그림에서 보는 바와 같이 표준온도계의 출력에 대한 AD 595로 출력되는 기전력과의 관계는 선형적이며 1°C 당 10mV 출력되고 있다. 이러한 검정은 사용하고자 하는 모든 센서에 대하여 실시해야 한다.

Fig.4는 순간온도 센서를 삽입한 밸브의 상세도를 나타낸 것이다. 실험에 사용된 밸브의 직경은 흡기밸브 40mm, 배기밸브 35mm이며 스템의 지름은 9mm, 양정은 10.22mm이다. 삽입된 3개의 순간온도 센서중 1개는 밸브중심에 뚫은 직경 2mm의 구멍에 열전대 소선을 통과시키고 나머지 2개는 밸브에 기계적으로 가공한 홈을 따라 삽입하였다. 또 기관운전중에 밸브가 회전하는 것을 방지하기 위하여 밸브스템에 3mm의 홈을 가공하고 밸브가이드에 가이드핀을 고정하여 밸브는 상하운동만 하게 하였으며 흡·배기 밸브헤드에 삽입된 열전대를 안전하게 인출하기 위하여 별도로 제작한 밸브 리테이너를 사용하였다.

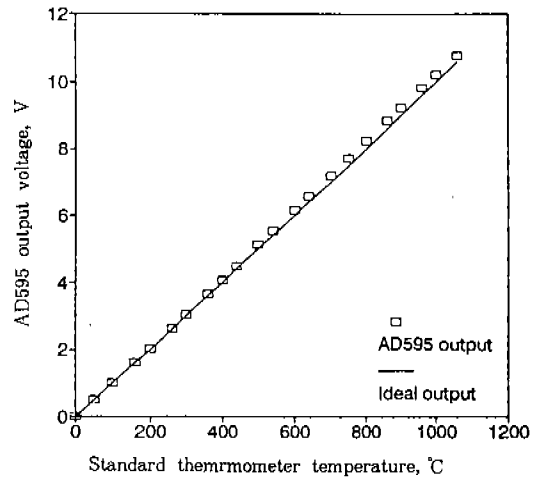


Fig.3 Calibration diagram of instantaneous temperature sensor

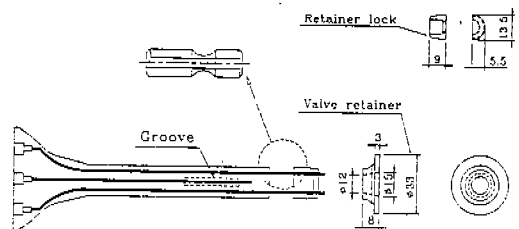


Fig.4 Schematic diagram of thermocoupled valve

실험변수로서 압축비 변화는 두께가 다른 평판들을 제작하여 실린더 블록과 헤드사이에 삽입시켜 압축비를 8.5, 9.5, 10.5 및 11.5로 단계적으로 변화시켰다. 이 때 공기연료비는 메탄올의 이론 공기연료비인 6.5로 하였으며 점화시기는 각 압축비에 대한 MBT로 하였다. 그리고 냉각수 출구온도는 80°C로 유지시켰다. 이러한 각 실험조건에 따른 흡·배기 밸브헤드의 순간온도, 평균온도, 최고온도, 온도진폭 및 순간열유속, 평균열유속, 최대 열유속과 각 행정에 대한 평균열유속을 구하여 흡·배기 밸브헤드의 열유속을 특성을 파악한다.

3. 흡·배기 밸브의 열유속

3.1 흡·배기 밸브에서의 순간온도

Fig.5는 흡·배기 밸브헤드에 각각 3개씩 삽입한 순간온도 센서에서 얻어진 크랭크각에 따른 순간온도를 100사이클에 걸쳐 그 평균값을 나타낸 것이며 이때 운전조건은 압축비 CR=8.5, 공기연료비 A/F=6.5, 기관회전 속도 1,400rpm, WOT 및 MBT이다.

배기 밸브헤드의 순간온도는 헤드의 중앙

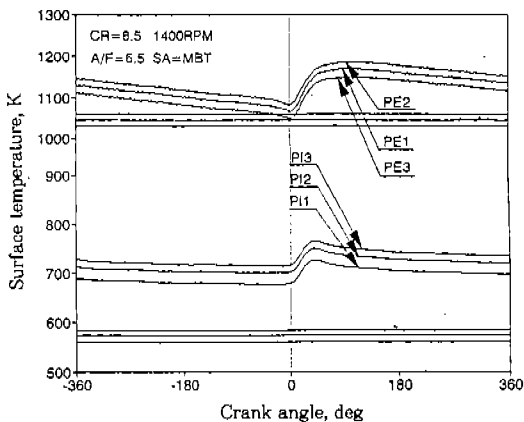


Fig.5 Instantaneous surface temperature from each sensor on intake and exhaust valve head as a function of crank angle in methanol fueled engine

에 위치한 PE 2에서 가장 높게 나타나고 있으며 스파크 플러그에서 가장 먼 위치인 PE 3에서 낮게 나타나고 있다. 한편 흡기밸브헤드의 순간온도는 스파크 플러그를 중심으로 가장 가깝게 위치한 PI 3가 높게 나타나고 있으며 가장 먼 위치인 PI 1에서 낮게 나타나고 있다. 이것은 PI 3가 고온의 연소가스와 항상 접해 있는 배기밸브에 가깝게 위치하고 있기 때문일 것이다. 이 운전조건에서 배기밸브 PE 2의 열점의 최고온도는 765K이고 냉점의 온도는 584K로 흡·배기 밸브의 열점의 최고온도차는 400K 정도 차이가 있다

Fig.6은 흡·배기 밸브의 측정 위치에서 최고온도를 나타내는 PI3와 PE2의 순간 온도 변화를 기관회전속도를 변수로 하여 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 기관 회전 속도의 증가에 따라 흡·배기 밸브헤드의 온도 증가폭은 약간씩 다르지만 전체적으로 증가하는 것으로 나타나고 있으며, 이것은 기관회전속도가 증가함에 따라 흡기량이 증가하므로 단위 시간당 발생열량이 증가하기 때문인 것으로 판단된다.^{9),10)}

대표적으로 기관회전속도 1,600rpm에서 배

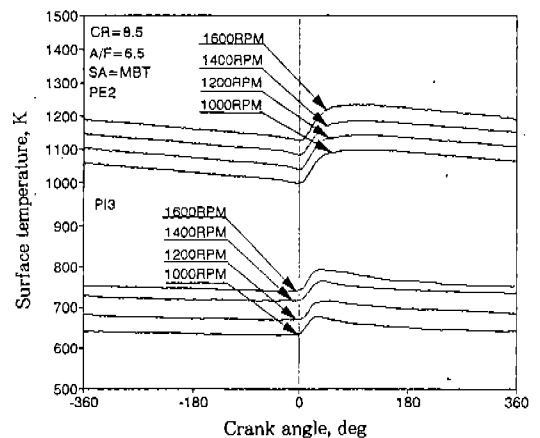


Fig.6 Instantaneous surface temperature of Intake and exhaust valve head as function of engine speed in methanol fueled engine

기밸브 헤드의 최고온도는 1,236K, 흡기밸브는 792K로 나타나고 있다.

Fig.7은 흡·배기 밸브의 측정 위치에서 최고온도를 나타내는 PI3와 PE2의 순간온도 변화와 인디케이터선도를 압축비를 매개변수로 하여 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 압축비가 증가함에 따라 연소실내의 최고압력은 증가하고 있으며 밸브 헤드의 온도도 증가하고 있음을 알 수 있다. 이것은 압축비가 증가함에 따라 흡기 유동율의 증가와 연소초기온도 및 압력이 상승하여 연소온도가 증가된 것으로 판단된다. 그리고 순간 온도곡선을 보면 압축비가 증가함에 따라 순간 온도의 최고값과 최저값의 차이인 온도진폭 (temperature swing)도 약간씩 증가하는 것

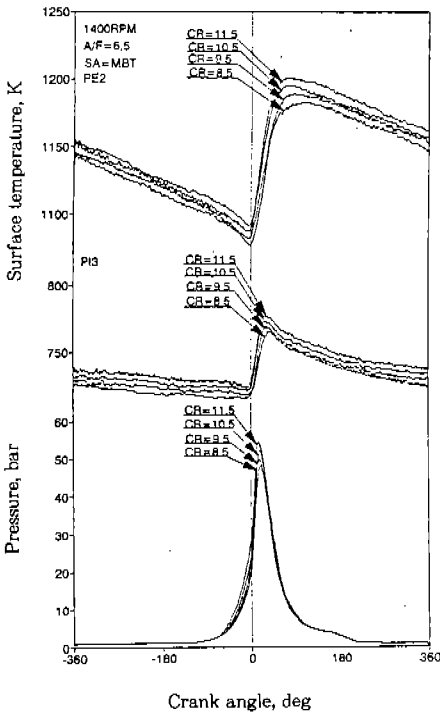


Fig.7 Instantaneous surface temperature of intake and exhaust valve head and indicator diagram as a function of compression ratio in methanol fueled engine

을 볼 수 있다. 대표적으로 압축비가 8.5에서 11.5로 증가하면 배기밸브 헤드의 최고온도는 13K, 흡기밸브의 최고온도는 11K 증가하는 것을 볼 수 있다.

Fig.8은 PI 3 및 PE 2의 측정 위치에서 흡·배기 밸브헤드의 최고온도를 기관회전속도 변화에 대한 압축비를 매개변수로 하여 나타낸 것이다. 흡·배기 밸브헤드의 최고온도는 기관회전속도가 증가함에 따라 선형적으로 증가하고 있음을 알 수 있으며 이것은 전술한 바와 같이 기관회전속도 증가에 의한 단위 시간당 발생열량이 증가함에 따라 평균 온도 및 온도진폭의 증가에 기인된 것으로 판단된다. 압축비 11.5, 기관회전속도 1,600rpm에서 배기 밸브헤드의 최고온도는 1,247K,

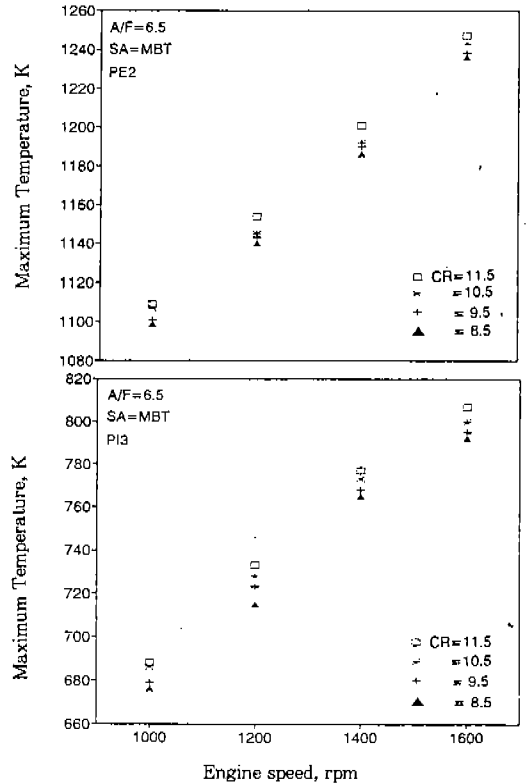


Fig.8 Maximum temperature of intake and exhaust valve head as a function of engine speed and compression ratio in methanol fueled engine

흡기밸브의 최고온도는 807K로 배기 밸브헤드의 최고온도가 흡기 밸브헤드의 최고온도보다 440K 높게 나타나 있다. 전술한 Fig.5와 비교하여 보면 압축비 상승 및 기관회전속도 증가의 영향으로 최고온도의 차이는 더욱 커지고 있다.

Fig.9는 흡·배기 밸브 헤드의 평균온도를 기관회전속도 변화에 대한 압축비를 매개변수로 하여 PI 3 및 PE 2에 대해 나타낸 것이다. 여기서 평균온도는 밸브헤드의 순간온도 양상분 평균한 것이다. 기관회전속도 및 압축비가 증가함에 따라 흡·배기 밸브헤드의 평균온도는 증가하고 있으며 압축비 11.5, 기관회전속도 1,600rpm에서 배기밸브 헤드의 평균온도는 1,197K, 흡기 밸브헤드의 평균온

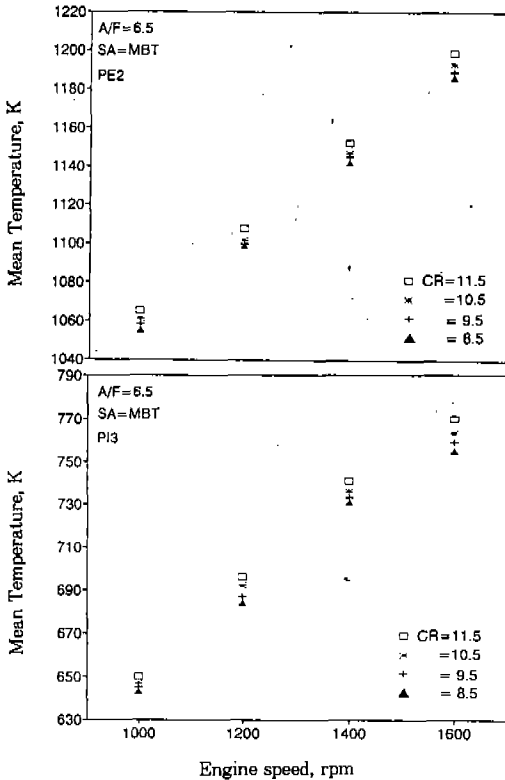


Fig.9 Mean temperature of intake and exhaust valve head as a function of engine speed and compression ratio in methanol fueled engine

도는 770K로 배기밸브쪽이 430K 높게 나타나고 있다. Fig.8과 비교하여 보면 동일 운전 조건에서 흡·배기밸브 헤드의 평균온도차는 최고온도차 보다 조금 적게 나타나고 있다.

Fig.10은 Fig.9와 동일한 운전조건 및 측정 위치에서 흡·배기 밸브헤드의 온도진폭을 나타낸 것이다. 온도진폭 역시 기관회전속도 및 압축비가 증가함에 따라 증가하고 있으며 대표적으로 압축비 11.5, 기관회전속도 1,400rpm에서 배기 밸브헤드의 온도진폭은 115K, 흡기밸브의 온도진폭은 58K로서 배기 밸브쪽이 흡기밸브쪽 보다 2배 정도의 온도진폭 변화를 나타내고 있다. 또한 PE 2의 센서에서 압축비가 8.5에서 11.5로 증가함에 따라 온도진폭은 8K 증가하고 있다. 이와 같

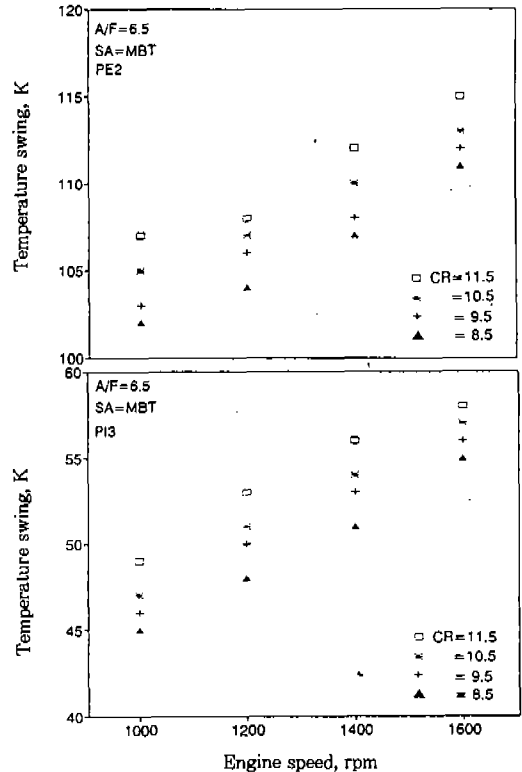


Figure 10 Temperature swing of intake and exhaust valve head as a function of engine speed and compression ratio in methanol fueled engine

이 배기밸브쪽의 온도진폭이 흡기밸브 쪽보다 크게 나타나는 것으로 보아 배기밸브쪽이 열적부하를 크게 받고 있음을 알 수 있다.

3.2 흡·배기 밸브에서의 열유속

흡·배기 밸브헤드에서의 열유속을 파악하기 위해서는 밸브스텝 방향으로의 온도구배를 알아야 한다. 그러나 흡·배기 밸브헤드에서의 열유속은 시간에 따라 변동하는 비정상 열유속이므로 밸브헤드의 온도 및 임의 깊이에서의 온도를 시간에 따라 변동하는 비정상 열유속이므로 밸브헤드의 온도 및 임의 깊이에서의 온도를 시간에 대한 함수로 나타내어야 한다. 따라서 밸브헤드에서의 열유속을 일차원 비정상 열전도 방정식에 관한 Fourier 미분방정식으로 부터 구하였다.^{11),12)} 순간 열유속은 Fig.5에 나타난 흡·배기 밸브헤드의 순간온도와 헤드표면으로 부터 3mm깊이에서 얻어진 정상상태의 온도값으로 구할 수 있다.

Fig.11은 흡·배기 밸브의 비정상 열유속을 크랭크 각도변화에 대해 나타낸 것으로 이때 실험조건은 압축비 8.5, 공기연료비 6.5, 기 관회전속도 1,400rpm, WOT 및 점화시기는 MBT이다. 그림에서 보는 바와 같이 배기밸

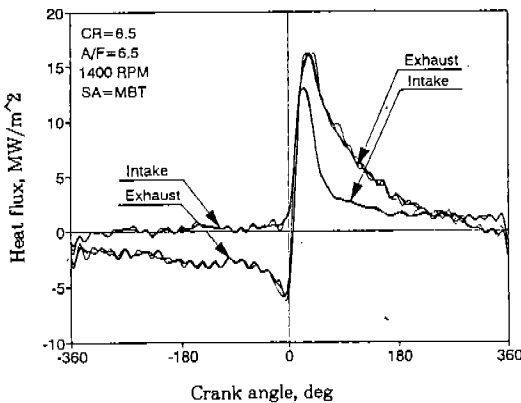


Fig.11 Heat flux from each sensor on intake and exhaust valve head as a function of crank angle in methanol fueled engine

브의 열유속은 흡입 및 압축행정에서 부(-)의 값을 이루다가 연소과정중에서는 열유속이 급상승되고 있음을 볼 수 있다. 흡입 및 압축행정에서의 열유속의 부(-)의 값을 나타내는 것은 메탄올 연료의 높은 기화잠열로 인하여 배기밸브로 부터 연소가스쪽 열전달이 일어나고 있다는 것을 의미한다. 또한 팽창과정에서의 열유속 곡선을 보면 흡기밸브와 배기밸브의 열유속값의 차이가 크게 나고 있는데 이것은 배기행정중 배기밸브는 연소가스로 인해 가열되어 연소가스와 밸브헤드의 온도차가 흡기밸브에서의 온도차 보다 크기 때문일 것이다. 이 운전조건에서 흡·배기 밸브의 평균 열유속을 계산하여 보면 흡기밸브가 1.543MW/m²이고 배기밸브는 0.859MW

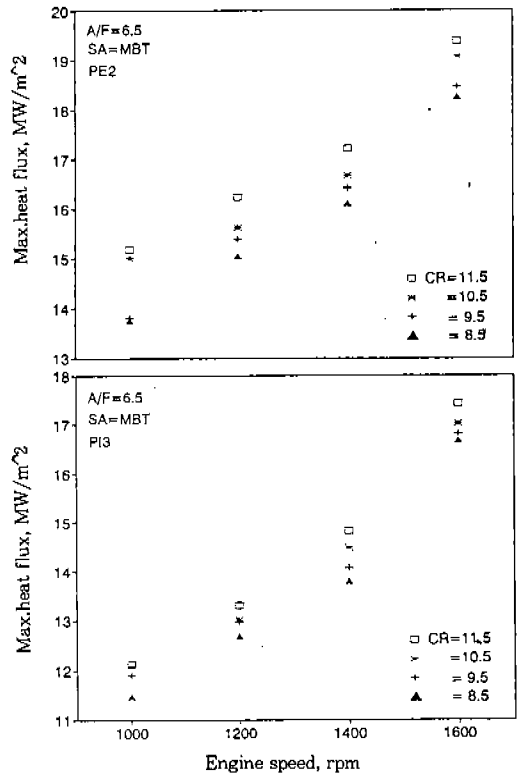


Fig.12 Maximum heat flux of intake and exhaust valve head as a function of engine speed and compression ratio in methanol fueled engine

/m²으로 흡기밸브쪽의 평균 열유속이 배기밸브쪽의 평균 열유속 보다 2배 정도 큰 것을 알 수 있다. 이것은 전술한 바와 같이 배기밸브에서는 흡입 및 압축행정에서 열유속의 부의 값을 나타내기 때문에 1 사이클에서의 평균 열유속값은 적어지게 된다. 또한 흡·배기밸브의 최고열유속과 최저열유속차인 열유속 진폭은 배기밸브가 21MW/m², 흡기밸브가 14MW/m²으로 배기밸브의 경우가 1.5배 크게 나타나고 있다. 이러한 현상은 배기밸브가 열적 충격을 받을 가능성이 높다는 것을 의미할 것이다.¹³⁾

Fig.12는 흡·배기 밸브에서의 최고 열유속을 기관회전속도에 대한 압축비를 매개변수로 하여 대표적으로 흡기 PI 3과 배기 PE 2

에 대해 나타낸 것이다. 흡·배기 밸브에서의 최대 열유속은 기관회전속도 증가에 따라 증가하고 있으며 압축비 변화에 따라 서도 최대 열유속은 증가하고 있다.

Fig.13은 흡·배기 밸브에서의 평균 열유속을 기관회전속도에 대한 압축비를 매개변수로 하여 흡기 PI 3과 배기 PE 2에 대해 나타낸 것이다. 흡·배기 밸브에서의 평균 열유속은 기관회전속도 증가에 따라 증가하고 있으며 압축비 증가에 따라서도 평균 열유속은 증가한다. 흡기밸브와 배기밸브의 평균 열유

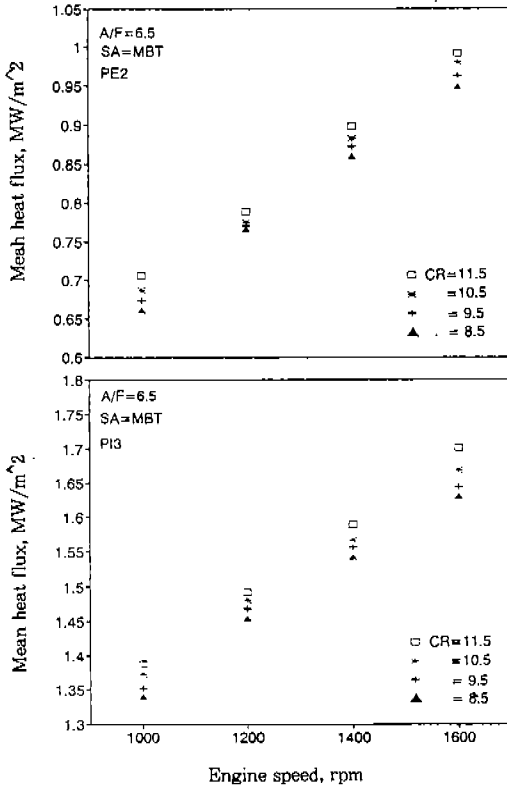


Fig.13 Mean heat flux of intake and exhaust valve head as a function of engine speed and compression ratio in methanol fueled engine

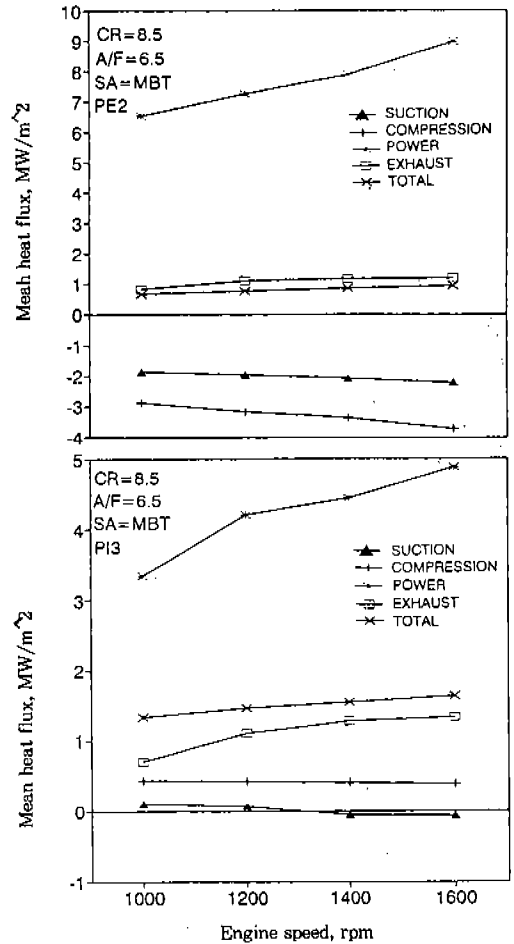


Fig.14 Mean heat flux of intake and exhaust valve head for each stroke as a function of engine speed in methanol fueled engine

속을 비교하면 전체적으로 밸브헤드의 온도가 낮은 흡기밸브쪽이 큰 값을 나타내고 있다.

Fig.14는 흡·배기 밸브에서의 평균열유속을 기관회전속도를 변수로하여 각 행정별로 나타내었다. 그림에서 보는 바와 같이 배기 밸브의 경우 흡입행정과 압축행정에 있어서의 열유속은 부(-)의 값을 나타내고 있다. 이것은 전술한 바와 같이 배기 밸브헤드의 온도가 연소실내의 가스온도보다 높기 때문에 밸브헤드로부터 가스측으로 열전달이 일어나고 있음을 의미한다.^{14),15)} 한편 흡입밸브의 경우는 흡입과정에 있어서의 열유속은 거의 영의 값을 나타내고 있으며, 배기밸브와는 달리 압축행정에서의 열유속은 정(+)의 값을 가진다. 전체적으로 보면 1사이클에서의 흡·배기밸브의 평균 열유속값은 동력행정에서의 열유속값과 큰 차이를 나타내고 있는데 이것은 메탄올의 기화 잠열이 연소전까지 영향을 미치므로 연소 후에 급격한 열유속 증가가 일어나고 있기 때문인 것으로 판단된다.

4. 결 론

메탄올 기관의 기관회전속도 및 압축비 변화에 대한 흡·배기 밸브헤드의 순간 온도와 비정상 열유속을 실험적으로 해석하였으며 이로부터 얻은 결과는 다음과 같다.

- 1) 배기 밸브헤드의 평균온도는 흡기 밸브헤드의 평균온도보다 400K 정도 높게 나타나고 있으며, 흡기 밸브헤드의 경우 스파크 플러그 쪽에 가까운 부분이 중앙보다 15K 정도 높게 나타나고 있다. 한편 배기 밸브헤드의 평균온도는 헤드 중앙 부근이 스파크 플러그 쪽보다 20K 정도 높게 나타나고 있다.
- 2) 기관회전속도 및 압축비가 증가함에 따라 흡기 및 배기 밸브헤드의 순간온도와 열유속은 증가하고 있으며 평균 열유속은 흡기밸브쪽이 배기밸브쪽보다 2

배 정도 높게 나타나고 있다.

- 3) 배기 밸브의 경우 흡입 및 압축과정에서 열유속이 부의 값을 이룬 후 연소시에 급격한 열유속의 상승이 일어나고 있으며, 최고열유속과 최저열유속차인 열유속 진폭은 압축비 8.5, 공기연료비 6.5, 기관회전속도 1,400rpm, WOT 및 MBT에서 배기 밸브헤드가 21MW/m², 흡기 밸브 헤드가 14MW/m²으로 배기 밸브헤드에서의 열유속 진폭이 1.5배 크게 나타나므로 열적 충격을 고려하여 설계되어야 한다.
- 4) 흡·배기밸브의 동력행정에서의 평균 열유속값은 1사이클 평균 열유속값보다 크게 나타나고 있으며, 압축비 8.5, 공기연료비 6.5, 기관회전속도 1,600rpm에서 배기밸브의 동력행정에서의 평균 열유속값은 1사이클의 평균 열유속값보다 8MW/m², 흡기밸브의 경우는 3.2MW/m² 크게 나타나고 있다.

참 고 문 헌

1. 조국환, 김문현, 이성렬, "메탄올 기관의 기본성능 평가", 한국자동차공학회 춘계 학술대회, SAE No.923871, pp. 162~168, 1992.
2. Norman D. Brinkman, "Effect of Compression Ratio on Exhaust Emissions and Performance of a Methanol-Fueled Single-Cylinder Engine", SAE No. 770791, 1977.
3. J. M. Cherrie, "Factors Influencing Valve Temperatures in Passenger Car Engines", SAE No. 650484, 1965.
4. 이성렬, 이영조, "순간온도 계측 프로브를 사용한 피스톤 표면 온도측정", 자동차공학회지, Vol.12, No. 6, pp. 196~202, 1990.
5. 김문현, 이성렬, 이종태, 박정서, "고압축비 메탄올기관의 연소실 벽면에서의 열

- 유동에 관한 연구”, 대한기계학회 춘계 학술대회 논문집, pp. 35~38, 1993.
6. G. R. Tomlinson, R. Leonard and S. H. Henshall, “A Method for Accessing the Maximum Temperature of Exhaust Valve in Internal Combustion Engine”, *Journal Mechanical Engineering science*, Vol.16, No. 1974.
 7. 廉熙澤, 李柱性, “鍍金·表面處理”, 文連堂, pp. 272~287, 1989.
 8. S. Furuhashi, Y. Enomoto, “Heat Transfer into Ceramic Combustion Wall of Internal Combustion Engine”, SAE No. 870153, 1987.
 9. A. Stotter, K. S. Wolley and E. S. Lp, “Exhaust Valve Temperature—A Theoretical and Experimental Investigation”, SAE 969A, 1965.
 10. L. R. Swank, J. C. Caverly and C. A. Galietti, “Correlation of Exhaust valve Temperatures with Engine Reynolds Numbers in a 1.9L Engine”, SAE No. 920063, 1992.
 11. V. D. Overbye, J. E. Bennethum and O. A. Ujehara, “Unsteady Heat Transfer in Engines”, SAE No. 670931, 1967.
 12. A. C. Alkidas, “Heat Transfer Characteristic of a Spark Ignition Engine,” *J. of Heat Transfer*, Vol. 102, 1980.
 13. A. C. Alkidas, P. V. Puzinaus and R. C. Peterson, “Combustion and Heat Transfer Studies in a Spark-Ignited Multivalve Optical Engine”, SAE No. 900353, 1990.
 14. 複本良輝, 古兵衛一, “四サイクルガンリオン機關の燃焼室壁への直接熱損失”, 日本機械學會 論文集, pp. 3631~3640, 1983.
 15. 針谷安男, 吉田正一, “豫燃焼室式ディーゼル機關燃焼室各部の熱流れ”, 日本機械學會 論文集, pp. 1424~1431, 1979.