

소형박용 디젤엔진의 전열특성

최 준 섭*

Characteristics of Heat Transfer for Small - size Marine Diesel Engine

J. S. Choi*

Key words : Heat transfer(열전달), Surface heat flux(표면 열유속), Heating curves(가열곡선), Marine Diesel engine(박용 디젤엔진)

Abstract

Analysis of heat transfer on small - size Diesel engine is required for the development of high performance and efficiency engine. This basic study aims to establish heat transfer technique for marine Diesel engine. The main results from this study are as follows :

- 1) Overall engine heat transfer correlation of $Re - Nu$
- 2) Radiant heat flux as fraction of total heat flux over the load range of several different Diesel engine.
- 3) Characteristics of heating curves on piston, cylinder liner and head.
- 4) Surface heat flux versus injection timing.

1. 서 론

엔진의 전열해석은 고성능, 고효율화의 엔진 개발시 중요한 과제이다¹⁾. 이를 위하여 엔진의 온도 측정에 관한 연구는 현재까지 활발히 이루어지고 있다^{2),3),4)}.

내연기관이 고부하시 연소기간중에 연소실의 표면 열유속(Surface heat flux)이 10MW/m^2 의 높은 값을 나타내며, 이때 연소가스의 온도가 $2,500\text{K}$ 정도가 되어, 엔진과 같은 가혹한 열적 조

건에서는 열유속 등을 포함한 열전달의 검토는 매우 중요하다⁵⁾.

본 연구에서는 Taylor 등이 사용한 수정 Reynolds수 및 수정 Nusselt수를 이용하여 엔진의 열전달을 다른 연구결과와 비교하였다⁶⁾. 또한 엔진의 냉각열량중 복사열성분이 차지하는 비율을 검토하였으며, 나아가 본 실험엔진의 연소실 구성부분인 피스톤, 실린더 라이너 및 헤드에 대한 가열곡선의 특성을 무차원화시켜서 비교하였다.

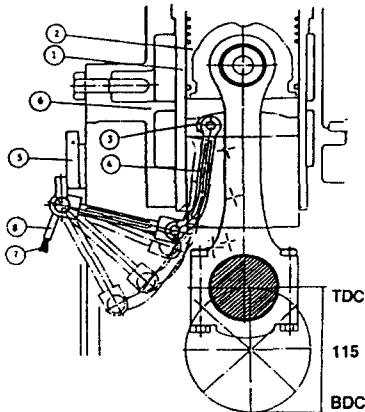
열유속 측정을 위하여 실험장치를 구성하였으

* 정회원, 한국교원대학교 기술교육과

며, 이것에 대한 일반1차원 비정상 열전도식에 의하여 온도를 구하고, 이 온도를 이용하여, Fourier 열전도 방정식에서 표면 열유속을 구하였다. 열유속의 측정은 분사시기에 따라서 행하였다.

2. 실험엔진의 열전달 특성

L-링크를 이용한 엔진의 온도측정을 위한 L-링크 실험 장치를 Fig. 1에 나타내었으며, Table 1에는 실험엔진의 주요사양을 나타낸다. Fig. 1은 L-링크를 실험 엔진의 피스톤에 설치하고, 측정점에서 열전대의 도출을 표시하는 개략도로서, 피스톤②에 심어진 열전대를 연결봉(Connecting rod)소단부에서 감아서 링크브라켓③에 통과시킨다. 이 때 열전대는 연결봉의 각 운동량에 의하여



No.	Description	No.	Description
1	Cylinder liner	5	Link supporter
2	Piston	6	Cylinder block
3	Link bracket	7	Thermocouple
4	Link	8	Heat expansion tube

Fig. 1 L-link System for Experimental Apparatus

Table 1. Specifications of Experimental Engine (Model : JAM10N)

Item	Specification
Type	Marine vertical, 4 - stroke Diesel engine
Output	10PS
rpm	1,800rpm
No. of cylinder	1
Bore × stroke	96mm × 115mm
Compression ratio	20 : 1

심한 압축 및 인장 응력 상태에 놓이게 된다. 링크 브라켓③은 회전부분으로서 L-링크 시스템의 각 회전부에 작은 베어링(di=9mm, do=14mm)을 사용하였다. 또한 회전부에서는 열전대에 작용하는 굽힘하중을 비틀림 하중으로 바꾸어 주기 위해 스프링을 설치하였다. 열전대소선은 링크④를 거쳐서 열수축 튜브⑤에서 다발로 묶여져 PC에 입력된다.

본실험 방법은 예비실험으로 L-링크를 부착시킨 피스톤을, 500rpm, 1,000rpm, 2,000 rpm을 부하상태에서 각각 20분 이상 운전시켜서, 안전성을 검토하였다. 본 실험에서는 피스톤에서의 측정점을 1점으로 국한했으며, 윤활유 온도, 냉각수 입구 및 출구온도, 흡입 공기온도 및 배기 가스, 실린더 라이너(7점) 및 헤드(5점) 온도로서 모두 18점을 측정하였다.

실험은 부하 상태에서, Full Load와 1/2 Load 상태에서 회전수를 변화시켜 가면서 시간에 따른 엔진 부위의 온도 변화를 조사하였으며, L-링크 및 열전대소선의 내구성에 유의하며 행하였다.

본 연구에서의 부하와 토크 관계는 Table 2와 같다.

열전대 자료 및 데이터 취득시스템등은 참고문헌7에 수록되어 있다.

엔진의 열전달은 설계방식과, 기하학적 형상, 냉각방법, 연소실의 구성재료, 운전조건 등의 많은 인자에 의하여 영향을 받기 때문에 확일적으로 규정하기에는 어려움이 있다. Taylor 등은 많은 실험 자료를 축적하여서 수정 Reynolds수와 Nusselt수를 정의하여서 엔진의 열전달의 일반적인 상관관계의 식을 엔진 사이클에 대하여서 식 (1)과 같이 정의하였다⁶⁾.

$$\int Ah_c(T - T_{g,a})d\theta = 0 \quad (1)$$

Table 2. Experimental Load and Torque(kg.m) Condition

rpm	Full load	1/2 load	Remark
500	7.3	3.6	Torque was made by the position of fuel governer
1,000	9.3	4.6	
2,000	6.4	3.2	

여기에서, A는 전열면적, h_c 는 열전달계수, T는 가스 온도 및 $T_{g,a}$ 는 평균 유효 가스 온도, $d\theta$ 는 크랭크각도를 각각 의미한다.

Nusselt수는 다음 식 (2)과 같이 정의한다.

$$Nu = \frac{\bar{Q}B}{(\pi B^2/4)(T_{g,a} - T_c)k_g} = \frac{4\bar{Q}}{\pi B k_g (T_{g,a} - T_c)} \quad (2)$$

여기에서, \bar{Q} 는 평균 열전달율, B는 실린더 Bore, k_g 는 작동유체의 열전도율, $T_{g,a}$ 는 평균 유효 가스 온도, T_c 는 실린더 온도를 각각 표시한다.

Reynolds수는 다음 식 (3)과 같이 정의한다.

$$Re = \frac{\dot{m}B}{\mu_g(\pi B^2/4)} = \frac{4\dot{m}}{\pi \mu_g B} \quad (3)$$

여기에서, \dot{m} 은 공급질량율(Charge mass flow rate ; kg/s), μ_g 는 작동유체의 동점성계수, B는 실린더 Bore를 각각 의미한다.

한편, 실험엔진의 운전조건이 2,000rpm, Full load의 경우 Re - Nu의 관계를 얻기 위하여 다음과 같은 계산을 행하였다. 먼저 공급질량율 \dot{m} 에 관한 것은 식 (4)와 같다.

$$\dot{m} = \frac{\eta_v \rho_{ai} V_d N}{2} \quad (4)$$

여기에서, η_v 는 체적효율, ρ_{ai} 는 흡입공기밀도, V_d 는 행정 실린더체적, N은 rpm을 나타내고 있으며, 이때 다음의 실제값 $\eta_v = 0.84^{(4)}$, $\rho_{ai} = 1.1763 \text{ kg/m}^3$ (at 300K, 1atm), $V_d = 8.15 \times 10^{-4} \text{ m}^3$, $N = 2,000 \text{ rpm}$,을 식 (4)에 대입하여 계산하면,

$\dot{m} = 0.013 \text{ kg/s}$ 가 얻어진다. 따라서 Re수를 구하기 위해서 $\dot{m} = 0.013 \text{ kg/s}$, $\mu_g = 56.11 \text{ } \mu\text{Pa} \cdot \text{s}$ (at 0.1MPa, 1,500K), $B = 0.095 \text{ m}$ 의 값을 식 (3)에 대입하면, $Re = \frac{4}{\pi \mu_g B} = 3,105$ 이 된다.

한편, 평균 유효 가스온도 $T'_{g,a}$ 는 상태 식 (5)에서 구할 수 있다.

$$T'_{g,a} = \frac{P}{\rho R} \quad (5)$$

여기에서, $\rho = 9.1893 \text{ kg/m}^3$ (at 4MPa, 1,500K), $P = 4.165 \text{ MPa}$, 기체상수 $R = 288 \text{ m}^2/\text{s}^2 \cdot \text{K}$ 의 값을

식 (5)에 대입하면 $T'_{g,a} = 1,573 \text{ K}$ 이다.

한편, 엔진의 Nu수를 구하기 위하여, $\bar{Q} = 29,844 \text{ W}^{(9)}$, $B = 0.095 \text{ m}$, $k_g = 87 \times 10^{-3} \text{ W/m} \cdot \text{K}$ (at 0.1 MPa, 1,00K), $T_{g,a} = 1,300 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_c = 180 \text{ }^\circ\text{C}$, 등을 식 (2)에 대입하면, $Nu = 4,105$ 가 얻어진다. 이 값은 ($Re = 3,105$, $Nu = 4,105$) 엔진의 운전조건이 2,000rpm, Full load의 경우이다.

다음에는 1,700rpm, Full load의 경우에는, 같은 방법으로 계산하여 구해보면, $Re = 2,627$, $Nu = 3,577$ 이다.

Fig. 2에서 2,000rpm과 1,700rpm의 경우에 각각 ■ 표시로 타점시켰다. 그림에서와 같이 본 실험엔진은 CI엔진중에 공냉식보다는 열전달이 잘 되고 있으며, 대부분의 SI엔진은 수냉과 일치하고 있으나, 이것은 실험엔진의 연료분사방식이 간접분사방법인 것에 기인한다고 사료된다. 이 부분에서는 CI엔진의 수냉식도 타점되고 있어, 다른 엔진과 비교해서 Re수가 2,000~4,000범위에서 낮은 값을 유지한다고 사료된다.

Taylor 등은 직선의 기울기가 log-log좌표상에서 0.75를 제안하고 있으며, Annand는 세가지 형식의 엔진에 대하여 기울기를 0.7로 제안하고 있다⁵⁾. 디젤엔진은 가솔린엔진보다는 25% 높은 값을 표시하고 있다. 또한 공냉식엔진은 액체냉각엔진보다는 낮은 값을 표시하는데, 이것은 표면온도가 높은 것에 기인한다.

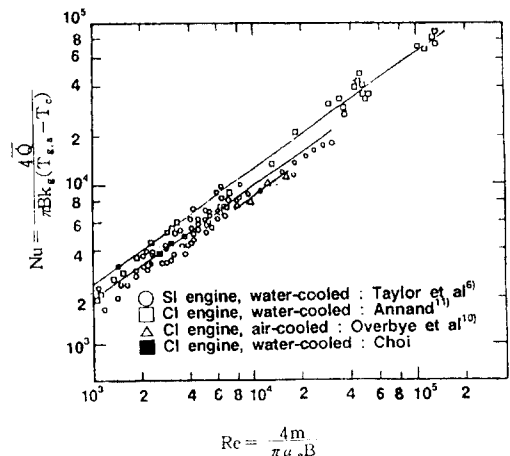


Fig. 2 Overall Engine Heat Transfer Correlation

한편, 디젤엔진은 작동유체가 고온·고압이 되는 특징으로 복사열에 의한 열전달이, 고부하시 전 시간 평균열전달의 25~40%까지 차지한다. 본 연구에서는 사용한 엔진의 복사열로 인한 열량을 구하기 위해서는 Annand 식 (6)을 이용한다¹¹⁾.

$$\dot{q}_R = \beta \sigma (\bar{T}_g^4 - T_w^4) \quad (6)$$

여기에서, σ 는 Stefan - Boltzman 상수, \bar{T}_g 는 가스 평균온도, T_w 는 벽면온도, β 는 계수로서 0.6을 제안한다.

$\beta = 0.6$, $\sigma = 5.669 \times 10^{-8} \text{W/m}^2 \cdot \text{K}^4$, $T_g = 1,573\text{K}$, $T_w = 453\text{K}$ 를 식 (6)에 대입하면, $\dot{q}_R = 206,811 \text{W/m}^2$ 이 얻어진다.

한편, $\dot{Q}_R = A_c \dot{q}_R$ 의 관계에서 면적 A_c 를 구하기 위하여, 압축비의 일반적인 다음 식 (7)을 이용한다. 이 엔진의 압축비 $\gamma = 20$ 이므로,

$$\gamma = \frac{V_c + V_d}{V_c} = 20 \quad (7)$$

여기에서 V_c 는 간극체적, V_d 는 행정체적을 표시한다. 식 (7)에서 $V_c = \frac{1}{19} V_d$ 의 관계가 성립되며, 예비연소실 등을 포함하여 기하학적 형상을 원통형으로 단순화시켜서 면적 A_c 를 계산하면, $A_c = 0.0163\text{m}^2$ 이 된다. 따라서 $\dot{Q}_R = A_c \dot{q}_R = 0.0163 \times 206,811 = 3,371\text{W}$ 이 된다. 전체 열손실에 대한 복사열손실은 다음과 같다.

$$\frac{\dot{Q}_R}{\dot{Q}_{cool}} = \frac{3,371}{29,884 \times 0.35^{77}} = 0.322$$

Fig. 3은 부하에 따른 전열유속(全熱流束)중에 복사열유속이 차지하는 비율을 표시한 것이다¹²⁾. 그림에서와 같이 도시 평균 유효압력 P_{mi} 가 높을수록 복사열유속이 차지하는 비율이 증가함을 알 수 있다. 본 실험엔진의, 전열유속중 복사열유속이 차지하는 경향은 Ebersole의 기울기와 거의 같음을 알 수 있다.

Fig. 4는 실험엔진의 각 부품인 피스톤, 실린더 라이너 및 헤드에 대하여 가열특성을 조사한 것이다. 그림에서 타점된 값은 식 (8)에 의하여 무차원화시켜서, 정리한 것이다.

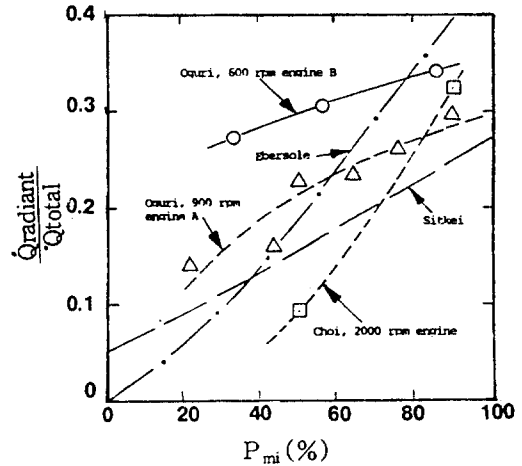


Fig. 3 Radiant Heat Flux as Fraction of Total Heat Flux over the Load Range of Several Different Diesel Engines

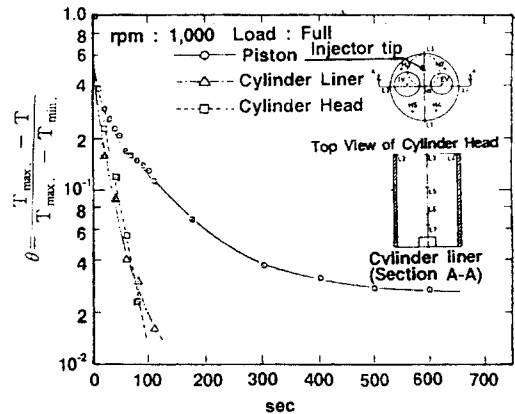


Fig. 4 Characteristics of Heating Curves on Piston, Cylinder Liner

$$\theta = \frac{T_{max} - T}{T_{max} - T_{min}} \quad (8)$$

여기에서, T_{max} 이란 엔진시동후 600초동안에 피스톤, 실린더라이너 및 헤드의 온도중 최대의 값을 각각 표시하며, T_{min} 이란 최소 온도값을 의미하며, 엔진 시동순간의 온도이고, T 는 피스톤, 실린더 및 헤드의 각 순간 측정 온도를 말한다. 엔진실험 조건은 1,000rpm이며 Full load의 경우로서, 엔진의 피스톤의 중심점, 실린더라이너(L3부분), 실린더 헤드(H1)부분의 경우를 표시하고 있다. 그림에서와 같이 피스톤의 경우, 시동초기 50초 전후에는

급격한 온도상승을 가져오며, 300초 전후에는 온도변화가 거의없이 일정함을 알 수 있으며, 600초 정도에는 준정상상태의 값을 유지한다. 따라서 실험엔진의 경우 예열시간이 5분 정도로 추산된다. 한편 실린더헤드와 실린더라이너의 경우를 살펴 보면, 가열폭선이 대체로 유사한 경향을 띠고 있다. 실린더헤드의 고온영역의 것은 급격히 온도상승을 일으킨 후 짧은 시간안에 준정상상태(Semi-steady state)에 도달한다. 한편, 실린더헤드와 비교하여 보면 비교적 저온 영역인 실린더 라이너도, 피스톤의 윤활유에 대한 마찰열과 피스톤링을 통한 전열 그리고 냉각수에의 열전달등이 짧은 시간안에 준정상상태로 되는 것을 알 수 있다.

이상의 것을 살펴보면 피스톤보다는 실린더헤드와 라이너쪽이 4~5배의 속도로 준정상상태로 되는 것을 확인하였다.

3. 열유속 계산

연소실벽면의 순간적인 열유속치는 순간표면온도의 측정으로부터 얻어진다. 연소실벽면온도의 변화는 연소가스와 벽면이 접촉하는 면에 있어서 시간에 따라 변화하는 경계층에 의존한다. 지금, 연소실에서 발생한 열이 벽면에 수직이며, 1차원 비정상 열전도에 의하여 벽면으로 전달된다면 식 (9)가 성립된다.

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{\rho c} \frac{\partial}{\partial x} (k \frac{\partial T}{\partial x}) \quad (9)$$

여기에서, T는 온도, t는 시간, ρ는 밀도, c는 비열, k는 열전도율을 각각 표시한다.

반무한 고체에 비정상의 열유속의 존재로 인한 벽면온도 T_w 의 변화는 주기적이며, 윗식을 만족한다. 벽면온도 T_w 는 식 (10)의 Fourier 급수로 표시된다⁵⁾.

$$T_w = T_m + \sum_{n=1}^{\infty} [A_n \cos(n\omega t) + B_n \sin(n\omega t)] \quad (10)$$

여기에서, T_m 은 벽면온도 T_w 의 시간평균치, A_n 과 B_n 은 Fourier의 계수, n은 Harmonic number, ω는 각진동수(rad/s)를 의미한다.

또한, 식 (10)의 경계조건은 식 (11)과 같다.

$$x=0 \text{에서 } T=T_w(t), \quad x=l \text{에서 } T=T_l(\text{const.}) \quad (11)$$

식 (10)은 식 (11)의 경계조건을 적용하여 풀면 식 (12)와 같이 된다.

$$T(x,t) = T_m - (T_m - T_l) \frac{x}{l} + \sum_{n=1}^{\infty} \exp(-\phi_n x) F_n(x,t) \quad (12)$$

여기에서, $F_n = A_n \cos(n\omega t - \phi_n x) + B_n \sin(n\omega t - \phi_n x)$

$$\phi_n = \left(\frac{n\omega}{2\alpha} \right)^{\frac{1}{2}}, \quad \alpha = \frac{k}{\rho c}; \text{ 벽면재료의 열확산계수}$$

변화량을 일으킨 각 주파수에서의 열유속의 성분은 Fourier 열전도 식 (13)에서 구할 수 있다.

$$\dot{q} = \frac{\partial T}{\partial x} k \quad (13)$$

식 (12)를 식 (13)에 대입하여 정리하면, 열유속 계산의

$$\dot{q}_w = \frac{k}{l} (T_m - T_l) + k \sum_{n=1}^{\infty} \phi_n [(A_n + B_n) \cos(n\omega t) - (A_n - B_n) \sin(n\omega t)] \quad (14)$$

식 (14)가 얻어진다. Harmonic number는 컴퓨터 사용시간과 오차를 고려하여 90으로 하였다.

3.1 열유속 측정

열유속 측정을 위하여서는 순간 온도측정이 필요하다. Fig. 5는 순간 온도측정을 위한 온도계측 시스템이다. 그림과 같이 온접점에서는, 온도에 비례하여 기전력이 발생하고, 이것이 영점보상을 받는다. 온접점부에서 발생한 전압이 매우(수mV) 낮아서 증폭기를 거친후, V-F변환기를 거쳐서, 데이터로 수록이 되는데, 이때 데이터의 상태를 오실로스코프를 통하여 모니터링한다. 수록된 데이터

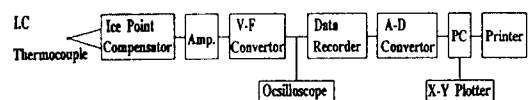


Fig. 5 Temperature Recording System

는 A-D변환기를 거쳐서 PC로 들어와서 처리된다.

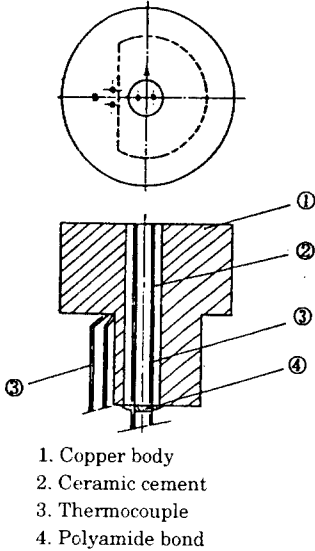


Fig. 6 Surface Temperature Probe

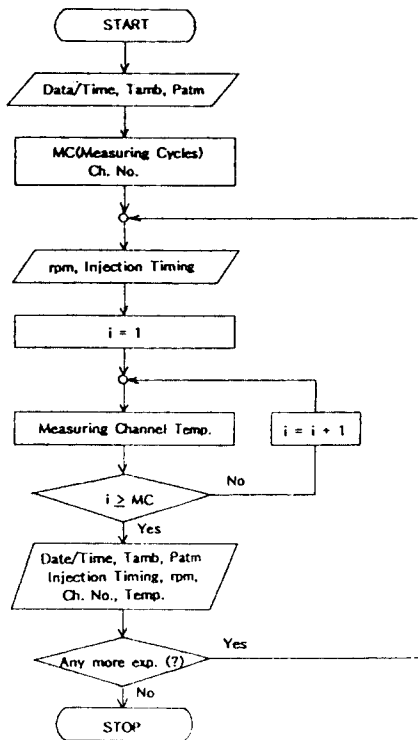


Fig. 7 Flow Chart

Fig. 6은 표면 온도 프로브를 표시한다. A부위의 두소선을 측정면과 평행하게 노출시킨 후 두소선의 접합부를 만들어 주기 위하여 도금을 행한다. 소선사이에는 절연을 위하여 세라믹을 사용하였고, 프로브와 주위의 재료간에는 Al_2O_3 를 사용하여 열적단열 및 전기적 절연을 행하였다. 또한 실린더 헤드에 설치할 때 방수의 효과를 높이기 위하여 폴리아미드로 끝마무리를 하였다.

실험엔진의 실린더헤드의 H2부위(Fig. 3참조)에 표면온도 프로브를 설치하고 분사 시기를 조정하면서 열유속을 측정하였다.

Fig. 7은 열유속측정의 흐름도를 표시한다.

4. 실험결과 및 고찰

Fig. 8은 H2점(Fig. 4 참조)에 있어서 연료분사기에 대한 표면 열유속의 변화를 식 (14)에 의하여 계산한 것을 크랭크 각도에 따라 표시한 것이다. 운전조건은 2,000rpm이며 Full load이다. 분사시기는 20° BTDC, 18° BTDC, 15° BTDC, 10° BTDC, 0° BTDC의 5종류의 것을 택하였다. 그림

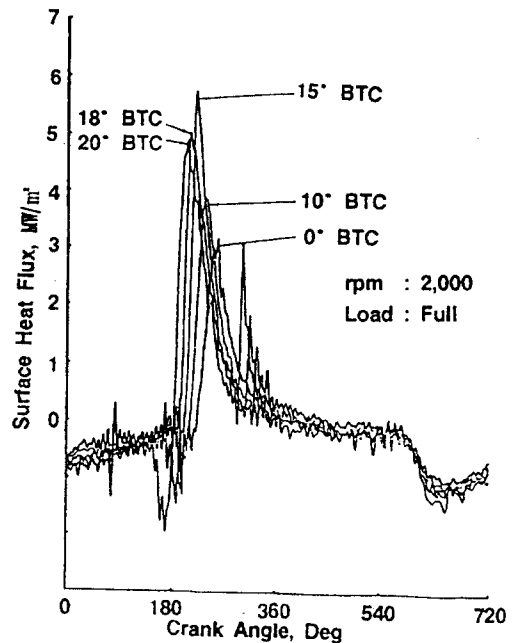


Fig. 8 Surface Heat Flux at H2 Point Versus Injection Timing (Ref. Fig. 4)

에서와 같이 15° BTDC부근이 표면열유속의 값이 5.7MW/m²으로 가장 크다. 따라서 기관의 운전은 15° BTDC부근에서 연료분사시기를 택하는 것이 연소효율 향상과 직결된다. 열유속의 값이 가장 적을 때는 0° BTDC임을 알 수 있다. 또한 그림에서 알 수 있듯이, 엔진의 흡입 및 배기과정의 대부분이 영(Zero)이하, 즉 부(Minus)값을 표시하고 있는데, 이것은 연소실내에 있어서 연료가 폭발하여 에너지가 연소실에 주어질때는 열유속의 값은 정(Plus)값을 나타내나, 역으로 연소실의 구성재료가 열을 뺏기면 부(Minus)의 값을 나타냄을 설명하고 있다. 이와 같이 연소실벽면에서는 순간 순간 열의 흡입 및 방출이 정량적으로 이루어지는 것을 알 수 있다.

V. 결 론

실험엔진(JAM10N)의 전열특성을 실험값을 기준으로 하여 정량적으로 다른 연구결과와 비교검토하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

- 1) 실험엔진의 Re - Nu의 관계는 수냉식의 SI엔진쪽에 가깝고, 다른 엔진과 비교해서 낮은 쪽에 속한다.
- 2) 실험엔진의 열복사 손실율은 Ebersole결과와 같은 경향을 갖고 있으며, 도시평균유효압력 P_{mi}가 낮을 때는 낮고, P_{mi}가 높을 때는 비교실험치중 중간값을 유지한다.
- 3) 실린더헤드, 실린더 라이너 및 피스톤의 가열곡선의 특성은, 전반적으로 빠른 속도로 이루어지나, 실린더 라이너 및 헤드 부분이 피스톤의 4~5배 속도로 준정상 상태에 도달함을 확인하였다.
- 4) 연소실내의 열유속은 분사 시기에 크게 의존하고 있는 것을 확인하였다.

후 기

본 연구는 한국기계연구원 UDC 629.131과제로 수행되었으며, 엔진 실험시 한국기계연구원 소무

영씨 도움과 전자 기기 제작 및 열유속 측정에는 경북대학교 이충원교수와 성균관대학교 이종태교수의 협조를 받아 수행되었기에 고마움을 표합니다.

참고문헌

- 1) 최준섭, 소형 선박용 디젤 기관의 기술 개발 동향, 한국 박용 기관 학회지, 제15권, 제3호, 1991, pp. 183 - 194.
- 2) 정동수의 3인, 피스톤 열부하 분석에 관한 연구, 한국 기계 연구소, 1987.
- 3) Fruhama, S., Thermal Problem of Internal Combustion Engines (1) - (6), Internal Combustion Engine, Vol. 22, No. 277, 1983, p. 61.
- 4) 류영의 4인, 선박용 디젤 기관의 피스톤 벽표면 온도 및 열유속 측정, 한국 자동차 공학회 춘계학술대회 논문집 96380126, 1996, pp. 349 - 355.
- 5) Heywood, J. B., International Combustion Engine Fundamentals, McGraw - Hill Int. Ed., 1989, pp. 698 - 707.
- 6) Taylor, C. F. 외 1인, Heat Transfer in Internal Combustion Engines, ASME paper 57 - HT - 17, 1957.
- 7) 최준섭, 디젤 엔진의 온도 측정법, 대한공업교육학회지, 제20권, 제2호, 1995, pp. 85 - 95.
- 8) Wu, H. W.외 1인, A Study on the Characteristics of Heat Transfer in an Engine Piston, KSME, 2 - 1, 1988, p. 61.
- 9) 박태인의 10인, 선박용 소형 엔진 개발, 한국 기계 연구소, 1986, p. 102.
- 10) Overbye, V. D. 외 3인, Unsteady Heat Transfer in Engines, SAE paper 210C, SAE Trans., Vol. 69, 1961, pp. 461 - 494.
- 11) Annand, W. J. D., Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Combustion Engines, Proc. Instn. Mech. Engrs, Vol. 177, No. 36, 1963, pp. 973 - 990.
- 12) Borman, G. 외 1인, A Review for Internal Combustion Engine Heat Transfer, Prog. Energy Combust. Sci., Vol. 13, 1987, pp. 1 - 46.