

대형저속기관의 열손실에 관한 연구

김 성 태* · 최 재 성**

A Study on Heat Loss of Large Low-speed Marine Diesel Engine

S.T. Kim · J.S. Choi

Abstract

In this study, it was reviewed how to induce thermo-dynamically and mathematically the heat transfer coefficient formulas studied & reported for small high-speed internal combustion engines mainly. And taking into consideration a study on large low speed marine diesel engines neglectfully dealt with, it was ensure to fit the calculation value with obtained combustion pressure data through experiment from the main engine of M.S. "HANNARA". Also it was analyzed that the measured temperatures of cylinder head, liner and piston crown those of the heat transfer wall area in combustion chamber of large low-speed engine applied by various load. Accordingly, the characteristic of heat transfer has been grasped by analyzing variously a heat loss through combustion chamber wall influences on confidence & economical efficiency which belong to basic items for internal combustion engines.

1. 서 론

내연기관의 실린더내 연소가스 온도는 2,500 K 정도이며, 연소실 벽면에 있어서 재질의 최대 허용 온도는 여러 가지 이유로 이 보다 훨씬 낮은 온도로 제한된다. 이러한 조건으로는 연소기간 중 연소실 벽면에서 열유속이 $10 \text{ MW}/\text{m}^2$ 이상으로 되어야 하며, 실린더 헤드, 실린더 및 피스톤은 냉각되지 않으면 안된다. 그렇지만, 다른 기간 중에는 기본적으로 열유속이 0에 가깝다.

* 한국해양대학교 대학원

** 한국해양대학교 기관공학부

또한, 열유속은 기본적으로 연소실 위치에 따라 다르다. 일반적으로 빠르게 움직이는 고온의 연소가스에 접촉하는 연소실 영역은 열유속이 가장 크다. 높은 열유속의 영역에 있어서 열응력은 피로 파괴의 원인이 되는 레벨 이하로 유지되어야 하며(주철의 경우 400℃, 알루미늄 합금의 경우 300℃), 연소실벽의 가스측 표면 온도는 윤활유막의 파괴를 방지하기 위하여 약 180℃ 이하로 유지되어야 한다^[1].

열전달은 기관의 성능, 효율 및 오염물 배출에 영향을 미친다. 연소실벽으로의 열전달이 크면 클수록 연소가스의 평균 온도 및 압력은 낮아지고, 사이클당 일량도 감소한다.

현재까지 연소에 있어서의 열전달의 실험적, 이론적인 해석이 행하여지고 많은 보고서에 여러 가지의 연소실내 열전달을 식들이 제안되어오고 있다. 그러나 연소실 내면의 열전달은 행정, 실린더내 위치 또는 기관 형식에 따라 열방출의 상태가 다를 뿐만 아니라 영향을 미치는 인자가 많기 때문에, 전부를 포함한 계산식의 유도과 논리적으로 산출하는 것은 상당한 어려움이 있다. 따라서 순실험적으로 혹은 상사법칙(相似法則)의 적용 등에 의하여 열전달을 식을 구하고자 하는 노력이 있어왔다. 그리고 이 모든 식들은 각 순간에 대한 열전달을 압력 P [kgf/cm^2], 가스온도 T [K], 평균 피스톤 속도 $\overline{Cm_p}$ [m/s]와 같은 3개의 변수로 나타내고 있고, 그외의 중요하지 않은 인자는 정수로 나타내는 방법을 취하고 있다^[2].

본 연구에서는 주로 소형·고속 기관을 대상으로 하여 연구·보고된^{[3],[4],[5]} 열전달을 식들이 열역학적으로나 수학적으로 어떻게 유도되었는지를 검토하였고, 대형 저속 기관에 관한 연구가 거의 없는 점을 고려하여, 2행정 대형 저속 박용기관으로부터 실험을 통하여 얻은 연소압력 데이터 값과 위의 검토된 열전달을 열발생량 산출에 관한 식들에 적용하여 계산한 결과치로써 그것들의 상관관계를 검증하여 보았다. 또한, M기관 제조사의 대형 저속기관에 이미 사용중인 분사노즐 A형과 배기 오염물을 줄일 목적으로 개선된 B와 C형을 적용하고, 그 각각에 있어서 부하를 50%, 75%, 100%로 변형시켰을 때 연소실의 전열벽면인 실린더 헤드, 라이너 그리고 피스톤 크라운 부위의 온도를 측정된 자료를 수집·분석하여, 내연기관의 기본적 사항에 속하는 것으로 신뢰성과 경제성에 더하여, 대기 오염원의 원인 물질인 NO_x와 HC 등의 배기 배출물 형성에도 큰 영향을 미치는 이들 벽면을 통한 방출열량을 여러 가지의 방법으로 해석하여 열전달의 특성을 파악하였다.

2. 실린더내에서의 열전달

Fig.1은 연소실 벽을 통하여 실린더의 가스로부터 냉각수로 열이 전달되는 전과정을 나타낸 것이다.

벽으로의 열유속은 일반적으로 대류와 복사성분을 가지고 있다. 열유속은 벽을 통하여 전도되고, 벽으로부터 냉각수로 대류된다. $a_{c,g}$ 는 열전달율 [$kcal/m^2 \cdot h \cdot K$], T_g 및 $T_{w,g}$, 또는 $T_{w,c}$ 는 각각 가스온도의 순수 평균치 및 벽면온도 [K]이다.

실린더내에서 열전달은 압력, 온도 및 속도가 변동하는 상태에서 일어나며, 연소실의 벽면에 있어서 열유속은 흡입과정에서는 다소 음의 값으로 된 후, 팽창과정 초기에는 수 MW/m^2 정도로 커지면서 계속적으로 변화한다.

유속의 변화는 가스 온도의 변화보다 느리게 되며 이 차이는 상당하다. 또한, 가스 온도와 가스 속도는 연소실내에서 상당히 변동하며 열유속 분포는 불균일하다. 그러나 일반적으로 열전달 과정은 준정상 상태로 가정하여도 대부분의 계산 목적에는 충분하다고 보고되고 있다.

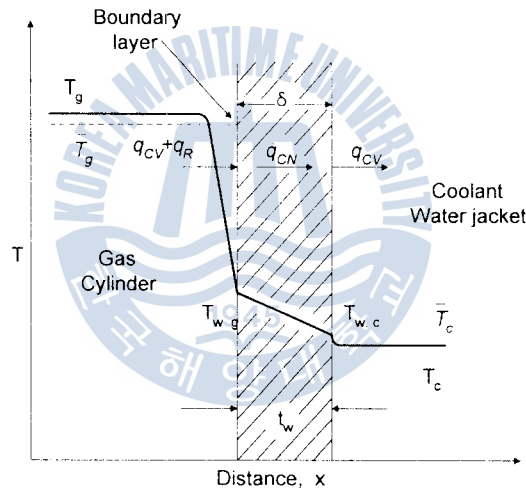


Fig.1 Schematic diag. of temperature distribution and heat flow across the combustion chamber wall

그림에 보이는 것처럼 벽을 통한 1차원 정상 열흐름에 있어서 열유속은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\text{가스측: } \dot{q} = \dot{q}_{CV} = a_{c,g} (T_g - T_{w,g}) \quad (1)$$

$$\text{벽측 : } \dot{q} = \dot{q}_{CN} = \frac{k}{t_w} (T_{w,g} - T_{w,c}) \quad (2)$$

$$\text{냉각수측: } \dot{q} = \dot{q}_{CV} = a_{c,c} (T_{w,c} - T_c) \quad (3)$$

따라서 가스측 열전달율 $a_{c,g}$ 와 냉각수측 열전달율 $a_{c,c}$ 를 알고 있다면, 온도 T_g ,

$T_{w,g}$, $T_{w,c}$ 및 T_c 는 각각 연계된다.

또한, 같은 Fig. 1에서 전열 면적성분과 그 벽면을 중심으로 나타나는 온도구배를 고려하면, 순간 전열량 Q_i 는

$$Q_i = \frac{A_g(T_g - T_c)}{\frac{1}{\alpha_{c,c} \cdot A_w/A_g} + \frac{t_w}{k} + \frac{1}{\alpha_{c,g}}} \quad (4)$$

로 된다. 여기서, A_g 는 가스측, A_w 는 냉각수측의 전열면적이다.

냉각수측에서의 열저항과 실린더벽에 있어서 전도에 의한 열저항은 가스측에 비하여 매우 작기 때문에 가스측 만을 고려하면 된다^[6]. 즉,

$$\frac{1}{\alpha_{c,c} \cdot A_w/A_g} + \frac{t_w}{k} + \frac{1}{\alpha_{c,g}} \doteq \frac{1}{\alpha_{c,g}} \quad (5)$$

이다. 따라서 순간 전열량 Q_i 는 다음의 식으로부터 구할 수 있다.

$$Q_i = \alpha_{c,g} A_g (T_g - T_{w,c}) = \alpha_{c,g} A_g (T_g - T_c) \quad (T_{w,c} \doteq T_c), \quad (6)$$

3. 연소실벽 열전달 계수에 관한 실험식

열전달을 α 에 관하여는 많은 연구자들에 따라 다음과 같이 여러 가지의 표현법과 고찰 방법이 있다.

3.1 Nusselt, Eichelberg, Pflaum, 후지다(藤田)의 실험식

내연기관의 열전달은 현상이 복잡하고, 영향을 미치는 인자가 많기 때문에 논리적으로 도출하는 것은 매우 곤란하다. 그래서 각 순간에 대한 열전달율을 압력 P [kgf/cm^2], 가스 온도 T [K], 평균 피스톤 속도 $\overline{Cm_p}$ [m/s]의 3개의 변수로 표시하고, 그외의 중요하지 않은 인자는 정수로 보는 방법이 주류이었다. 예를 들면, 1923년에는 Nusselt^[7]에 의하여, 다음으로 1939년에는 Eichelberg^[8]에 의하여 부여된 경험식이 그것이다. Nusselt는 구형봄베를 물에 담그어 고온가스의 냉각경계부 열량을 측정하는 방법으로 열전달율을 구하였다. 그리고 중간 생성물이나 연소 반응물로부터 전달되는 복사 열전달 이론을 고려하고, 4 행정 가솔린 기관으로부터의 실험결과에 따른 피스톤 속도를 수정하여, 다음 식을 발표하였다.

$$\alpha = 0.99(P^2 T)^{1/3} (1 + 1.24 Cm) + 0.362 \times 10^{-8} \frac{T^4 - T_g^4}{T - T_g} \text{ [kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K]} \quad (7)$$

Eichelberg는 Sulzer사 2행정 디젤기관(bore × stroke = 600 × 1060mm, rpm. = 100)을 이용하여 피스톤, 실린더, 헤드의 각 온도를 측정하고, 온도 변화로부터 열량을 구하여 다음 식을 제안하였다.

$$\alpha = 2.1(PT)^{1/2} Cm^{1/3} \text{ [kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K]} \quad (8)$$

Pflaum^[9]은 Eichelberg의 협력자 중의 한 명으로서, 1962 Eichelberg의 실험식을 수정할 목적으로 고과급 디젤기관(bore × stroke = 150 × 190mm, rpm. = 1000)을 이용하여 실험을 실시하고, 그 결과로써 다음 식을 제안하고 있다.

$$\alpha = K_{D,K,B}(PT)^{1/2} f(Cm) \text{ [kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K]} \quad (9)$$

단, 첨자의 D, K, B는 각각 헤드, 피스톤, 실린더에 대한 값을 의미하고, f(Cm)는 평균 피스톤 속도의 관수이다. 또 $K_{D,K}$ 와 K_B 는 각각 다음 식으로 표시할 수 있는 수치이다.

$$K_{D,K} = 1.10 + 0.366 \frac{P_c - P_o}{P_o}, \quad K_B = 0.36 + 0.12 \frac{P_c - P_o}{P_o}$$

여기서, P_c 는 과급압, P_o 는 대기압이다.

후지다(藤田)는 Eichelberg식의 계수만을 바꾸어서 위치의 차이가 나는 것을 나타내 보여, 미쓰비시 UE형 디젤기관에 적용하였다. 즉, 어떤 기준 개소의 열전달율 α_0 는

$$\alpha_0 = K_0 (PT)^{1/2} Cm^{1/3} \text{ [kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K]} \quad (10)$$

이며, 각 계수의 α 치와의 관계를 계수비 K/K_0 로 표시하여 두었다.

3.2 Sitkei, Annand, Woschni의 실험식

Nusselt 및 Eichelberg의 식은 경험식이지만, 이에 대하여 Taylor는 관내 강제대류의 열전달 식이 내연기관에도 응용 가능하다고 생각했던 것은 Taylor가 아마도 처음이었을 것이다. 표제의 3명은 현대 내연기관 열전달 연구의 제1인자이지만, 3명 모두 관내 강제대류의 이론을 취하고 있다. Sitkei^[10]는 1962년에 디젤기관에 관하여 다음 식을 제안하였다.

$$\alpha = 0.04(1 + e) \frac{P^{0.7} Cm^{0.7}}{T^{0.2} d_p^{0.3}} + \sum \epsilon_i \sigma_s \frac{T^4 - T_g^4}{T - T_g} \text{ [kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K]} \quad (11)$$

여기서, $d_e = 4V/A = 2bh/(b+2h)$, V 는 실린더 용적, A 는 연소실 전열면적, h 는 피스톤 두부로부터의 실린더 공간 높이, b 는 실린더 내경을 나타낸다. 그리고 상수 e 는 직접 분사 연소실(0.00 ~ 0.03), bowl in piston 연소실(0.05 ~ 0.10), 와연소실(0.15 ~ 0.25), 예연소실(0.25 ~ 0.35)에서와 같이, 연소실 형상에 따라 서로 다른 값을 가진다. 또, 식(11) 우변 제2항은 연소중에 발생한 soot에 의한 복사와 CO_2 , H_2O 에 의한 가스 복사에 관한 것이다.

Table 1 Specification of the Main engine

Article	Description	Remarks
Type	MAN B&W 6L35MC	6 Cylinders
Output	4560 bhp * 200 rpm * 16.8 kt	MCR
	3400 bhp * 189.5 rpm * 15 kt	NCR (MCR * 0.85)
Bore	350 \varnothing mm	
Stroke	1050 mm	
Comp. Ratio	15.6	

그리고 대부분의 연구자는 대표치수로서 실린더 내경을 채택하고 있으나, Sitkei는 정수인 것에 관계 없이 변수 d_e 를 취하고 있다. 그 이유는 연소실 공간은 크랭크 각에 따라 절대적으로 변화하고 있기 때문으로 설명하고 있다.

Annand^[11]는 종래의 실험식을 상세히 검토하여, 1963년에 다음 식을 발표하였다.

$$\alpha = 0.49 \frac{\lambda}{b} R_e^{0.7} + 0.91 \times 10^{-8} \frac{T^4 - T_g^4}{T - T_g} [kcal/m^2 \cdot h \cdot K] \quad (12)$$

Woschni^[12]는 연소에 의한 영향을 고려하여, 1967년 다음 식을 발표하였다.

$$\alpha = 110b^{-0.2} P^{0.8} T^{-0.53} [C_{w1} C_m + C_{w2} \frac{VT_2}{P_2 V_2} (P - P_m)]^{0.8} [kcal/m^2 \cdot h \cdot K] \quad (13)$$

여기서, 각 정수 C_w 의 값을 흡배기 기간에는 $C_{w1} = 6.18$, $C_{w2} = 0$, 압축팽창 기간에는 $C_{w1} = 2.28$, $C_{w2} = 3.24 \times 10^{-3} [m/s \cdot K]$, 그리고 T , P 의 하첨자 m 은 Motoring시, 2는 연소 직전의 시기를 나타낸다.

4. 열전달 계수의 실험식들에 대한 비교 검토

이상에서 언급한 실험식들은 각각 실험을 통하여 제안된 것들이지만 적용기관에 따라 각각 다른 결과를 나타내고 있어서 이들의 선택에 주의가 요구된다.

여기에서는 실제선박의 주기관에서 측정된 자료들에 의하여 각 실험식들을 적용하여 그 결과를 비교 분석함으로써 대형저속 2행정 기관에 적용할 수 있는 실험식에 관하여 고찰해 보고자 한다.

대상선박은 한국해양대학교 실습선 한나라호이며, Fig.2는 주기관 운전 중 측정된 실린더 압력의 변화를 부하에 따라 나타낸 것이다.

Fig.3은 100% 부하에서의 압력선도로부터 구한 열발생율 곡선을 나타낸 것으로 회전속도 변동의 유무에 따라 비교하여 나타낸 것이다. 실린더 내 압력은 회전속도로부터 계산되는 크랭크각 1°에 해당되는 시간간격으로 sampling하였기 때문에 회전속도의 변동을 고려하여 크랭크 각도를 수정하였다.그림으로부터 회전속도의 변동을 고려할 필요가 있음을 알 수 있으며, 회전속도의 변동폭을 측정하지 못하였기 때문에 그림으로부터 10%의 속도 변동율이 존재하는 것으로 가정하였다. 차후 이에 대한 구체적 검토가 필요한 것으로 생각된다.

Fig.4는 이와 같은 방법으로 구한 열발생율 곡선을 부하에 따라 나타낸 것으로 부하 증가에 따라 열발생율의 최대값 및 그 위치가 크게 됨을 알 수 있다.

Fig.5는 부하에 따라 앞에서 언급한 실험식들을 이용하여 계산한 순간 열전달량을 크랭크 각도에 대하여 나타낸 것이다. Nusselt가 제안한 실험식을 제외하고는 형태에 있어서는 같은 경향을 나타내고 있으나 실험식에 따라 그 차이를 알 수 있으며, 이 차이는 부하가 적을수록 적게 나타남을 알 수 있다. 또한, Woschni 실험식의 경우가 가장 큰 값을 나타낸 반면, Sitkei식에서 가장 작은 값을 가지고 있음을 알 수 있다.

Pflaum, Annand 그리고 Eichlberg의 식들은 열손실 형태에서 뿐만 아니라 절대값에 있어서도 큰 차이가 없음을 알 수 있다.

Table 2는 압축초기(흡입포트 닫힘시기)에서부터 배기시작(배기밸브 열림시기)까지의 기간 동안에 일어나는 열전달량을 실험식별로 구하여 열손실 비율을 구한 것이다.

Table 2 Comparison of heat loss to various prediction eq.
(calculation dutation :IC 49~EO 300 crank angle deg.)

Eq.	$\frac{Q_W}{Q_{HA}}$ (%)
Annand	10.0
Eichelberg	7.3
Pflaum	10.2
Sitkei	4.2
Nusselt	12.1
Woschni	12.6

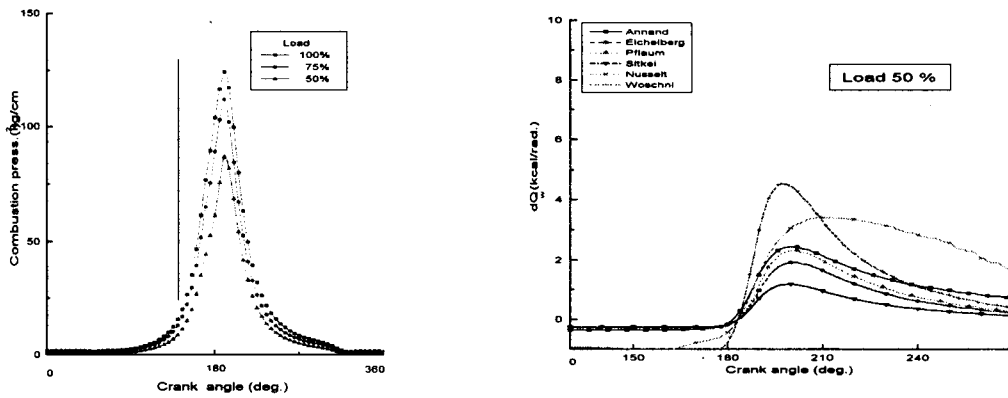


Fig.2 Comparison of combustion press. from part Load to full Load

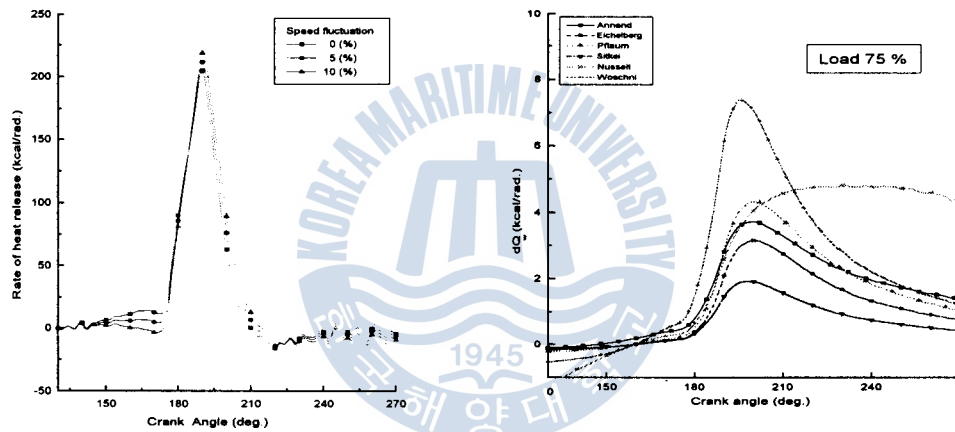


Fig.3 Comparison of rate of heat release by speed fluctuations at Load 100%

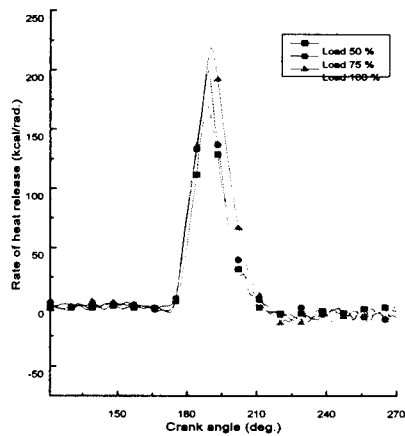


Fig.4 Rate of heat release from part Load to full Load

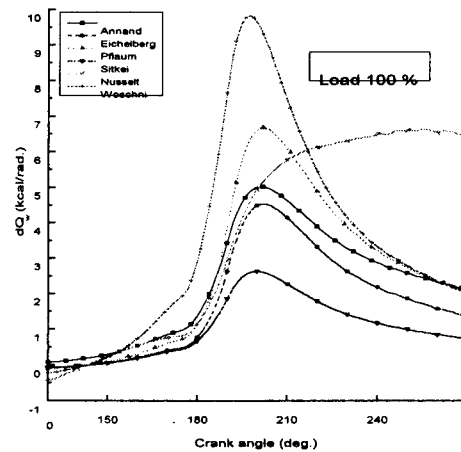


Fig.5 Comparison of heat loss rate at Load 50, 75, 100 %, respectively, with various prediction equations

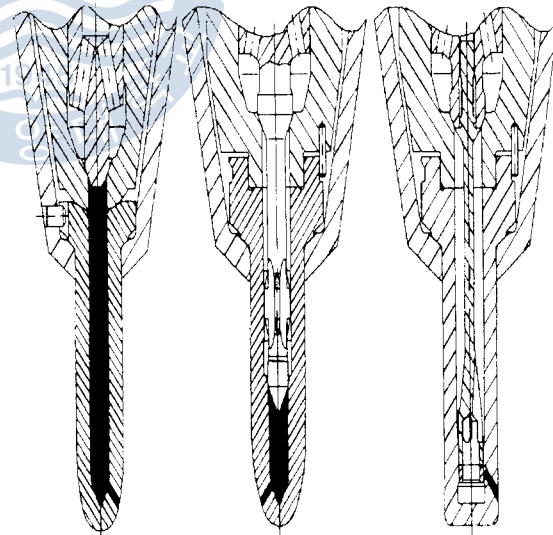
계산결과는 Fig.5에서 예측되는 바와 경향이 일치함을 알 수 있다. Nusselt식은 전체 값으로는 Woschn식과 비슷한 값을 구하는 것이 그 특징이라 할 수 있다.

계산결과의 값들은 대체로 일반적으로 알려진 열손실 비율과 비교하여 비슷한 결과를 보여주고 있다. 본 계산에서는 실린더벽의 정확한 온도를 이용하지 않았기 때문에 정량적 판단 및 분석은 곤란하지만, 연소실벽 온도의 영향이 같게 나타날 것을 고려하면 대체적으로 이 결과를 이용하면 실험식들의 비교분석은 가능한 것으로 생각된다. 즉, 대형 저속기관의 열전달율을 구하는데 있어서는 열손실 형태가 다른 Nusselt식, 계산결과 절대값에서 큰 차이를 나타낸 Sitkei식 그리고 계산에 모터링시의 운전조건을 고려하여야 하기 때문에 불편한 Woschni식들을 제외한 Annand, Eichelberg, Pflaum 식들을 이용하는 것이 바람직할 것으로 생각되며, 그 중 복사항을 분리하여 고려하고 있는 Annand식이 가장 효과적일 것으로 판단된다. 그러나 복사 계수에 대한 정량적 검토가 필요하다고 생각되며 이를 위하여는 좀더 많은 실험 데이터의 축적이 필요하다고 생각된다.

5. 대형 저속기관의 연소실 온도 분포

연소실벽 온도는 연소가스의 온도에 의하여 영향을 받기 때문에 연소에 크게 영향을 미치는 분사노즐의 형태에 따라서도 다르게 나타날 것으로 생각된다. 따라서 Fig. 6과 같은 노즐의 형태가 다른 경우의 연소실 벽면 온도분포에 대하여 고찰하고자 한다.

고찰 방법으로는 M기관 제조사가 Table 3의 사양을 가진 실험기관에 Table 4와 같은 특징의 분사노즐을 각각 적용하면서, 연소실 벽면 온도 및 배기 오염물질을 측정할 자료를 수집하여 분석하였다. 또한, 실험기관과 같은



Type A (Standard) Type B (Mini Sac) Type C (Slide)
Fig.6 Cross sections of Fuel-valve nozzle tips

형식의 연소실 벽면 온도 분포를 살펴본 결과, 대체적으로 실린더 헤드는 배기밸브를 제외한 벽면이 실린더 라이너에 비교하여 최대 약 20℃ 정도 높음을 알았다. 따라서 실린더 헤드 부분의 온도는 배기밸브의 것이 고려되어야 된다고 판단된다.

Table 3 Specification of the Large Low-speed Diesel engine for the Test

Article	Description	Remarks
Type	MAN B&W 12K80MC-S	12 Cylinders
Output * rpm	55052 bhp * 102.9	Standard Type
Bore	800 Ø mm	
Stroke	2300 mm	
Mean Eff. Press.	17.37 kgf/cm ²	

Table 4 The Characteristic of the amended Atomizer

Nominal Class.	Nos. of hole & its dia.(mm)	Remarks
A	6 * Ø1.65	Reference
B	6 * Ø1.65	Mini-sac(HC 저감용)
C	6 * Ø1.65	De-NOx용

Fig.7는 피스톤 크라운 표면에서의 온도를 분사 Nozzle A, B, C Type을 각각 적용하고, 기관 부하를 50%, 75%, 100%로 변화시켰을 때 측정된 값을 나타낸 것으로, 횡축은 피스톤 중심으로부터의 거리를 나타낸다.

부하에 따라서는 약 100° C ~ 200° C 정도의 온도차를 보이지만 위치에 따른 온도분포는 비슷한 형태를 보이고 있다. 반경 250 mm 부근까지 온도의 변화가 적은 것은 연료분사에 의한 화염구조와도 관계가 있는 것으로 생각된다.

Fig.8는 실린더 중심에 위치하고 있는 배기밸브 헤드에 대하여, 피스톤 크라운과 같은 방법으로 측정된 온도분포를 나타내고 있다. 알려진 바와 같이 밸브 중심에서의 온도가 연소실 벽은 중 가장 높게 나타나고 있음을 알 수 있으며, 반경방향의 온도저하는 최대 50° C정도를 나타내고 있다. 분사밸브의 종류에 따라서 피스톤 크라운 표면온도는 큰 차이는 없으나 배기밸브의 헤드의 온도는 크게 영향을 받으며 특히, De-NOx용 노즐로 개선된 C 노즐의 경우 배기밸브 헤드의 온도가 가장 낮게 나타나 NOx 저감 효과가 있음을 알 수 있는데, 이는 NOx 생성량이 연소가스 최고온도에 비례한다는 것을 고려하여 살펴보면 피스톤 표면온도와 라이너 벽면온도는 냉각시스템에 의하여 조절이 가능하지만, 배기밸브의 냉각은 충분하지 못하기 때문에 배기밸브의 표면온도가 높은 것은 물론, 연소 가스온도가 가장 민감하게 나타나고 있기 때문으로 판단된다. 이로부터 배기밸브의 냉각에 관한 연구가 요구된다고 생각된다.

Fig.11과 12는 노즐의 종류에 따른 NOx와 HC의 배출 특성을 각각 나타낸 것이다. Fig.11으로부터 배기밸브 온도와 NOx 배출특성을 비교해 볼 때, 배기밸브의 온도가 제일 낮은 C 노즐의 경우 NOx 배출농도도 가장 낮게 나타나고 있어 이를 뒷받침하고 있다. 또한, Fig.12에서는 HC의 배기 오염물은 분사 후, 노즐sac-volume의 연료 누설량을 줄임으로써 감소시킬 수 있음에 따라, sac-volume을 최소화한 B 노즐을 적용한 경우가 실제로 가장 작게 배출되며, 부하변화에 따른 영향은 거의 없음을 알 수 있다.

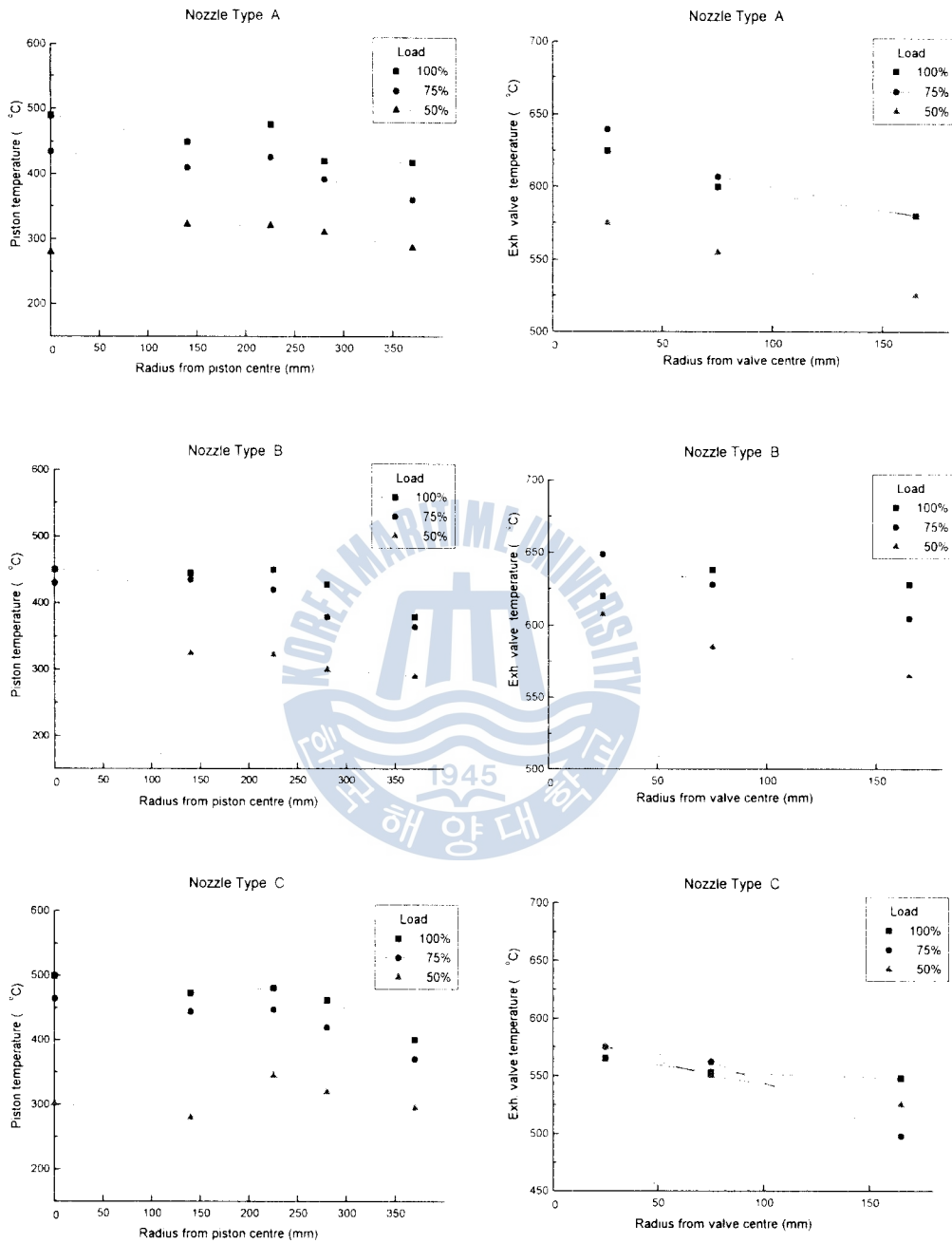


Fig.7 Distribution of measured piston temp. from part Load to full Load at Nozzle Type A, B, C applied, respectively

Fig.8 Distribution of measured exhaust valve temp. from part Load to full Load at Nozzle Type A, B,C applied, respectively

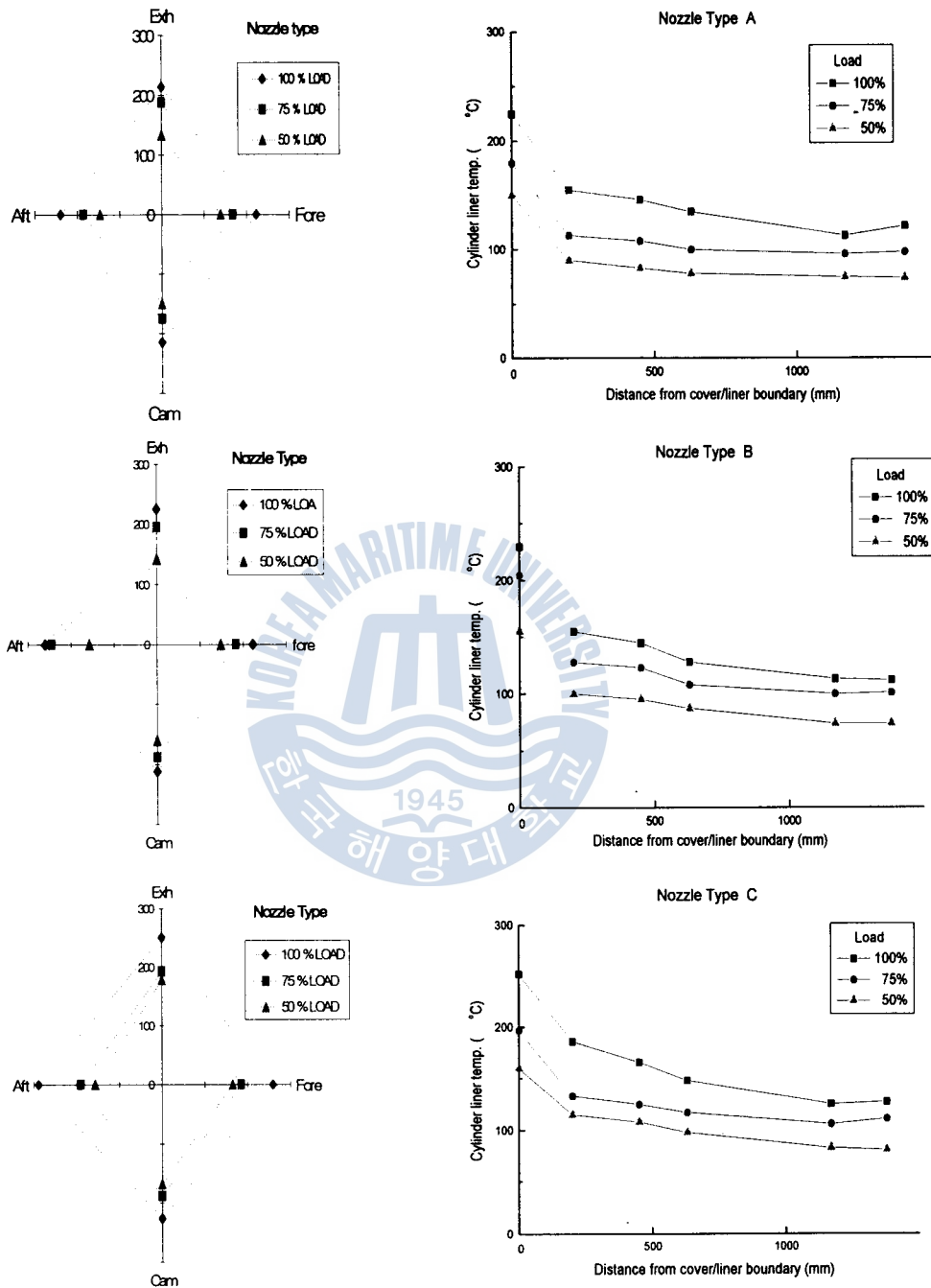


Fig.9 Distribution of measured liner temp. from part Load to full Load according to circumferen. position at Nozzle Type A, B, C applied, respectively

Fig.10 Distribution of measured liner temp. from part Load to full Load according to distance from cover/liner boundary at Nozzle Type A, B, C applied, respectively

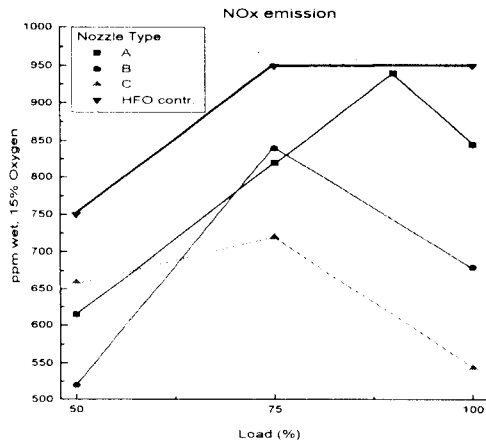


Fig.11 NOx measured value with various Nozzle Tips

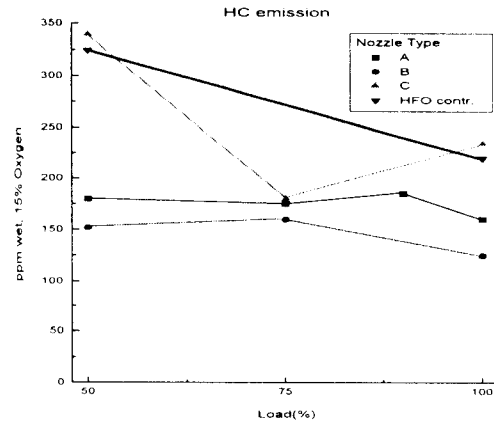


Fig.12 HC measured value with various Nozzle Tips

Fig.9는 실린더 라이너 상부온도를 위와 같은 방법으로 측정하여 원주방향으로 정리하여 나타낸 것이다. 부하가 증가할수록 라이너 온도가 상승하는 경향을 공통적으로 나타내고 있으며 특히, 100 % 부하시 선미측의 온도가 다른 위치에 비하여 높게 나타나고 있다. 이는 냉각시스템과 관련이 있는 것으로 파악된다.

Fig.10는 실린더 라이너의 길이방향에 따른 온도분포를 나타낸다. 그림으로부터 부하의 증가에 따라 소기 공(port)에 가까울수록 감소하는 경향을 나타내고 있다.

위치별 부하에 따른 온도차는 상부 80℃에서 하부 50℃ 정도로 나타났다. 또한, 노즐 종류에는 별관계가 없는 것을 보인다.

5. 결 론

이상에서와 같이 실습선 한나라호 주기관으로부터 실측한 연소 압력 데이터와 여러 열전달율에 관한 실험식들을 이용하여 연소실 벽면을 통한 열손실량을 비교·검토하고, 대형 저속기관의 연소실 전열면의 온도와 배기 오염물질을 측정된 자료를 수집하여 분석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 대형 저속기관의 열전달율을 구하는데 있어서는 열손실 형태가 다른 Nusselt식, 계산결과 절대값에서 큰 차이를 나타낸 Sitkei식 그리고 계산에 모터링시의 운전조건을 고려하여야 하기 때문에 불편한 Woschni식들을 제외한 Annand, Eichelberg, Pflaum식들을 이용하는 것이 바람직할 것으로 생각되며, 그 중 복사항을 분리하여

- 고려하고 있는 Annand식이 가장 효과적일 것으로 판단된다.
2. 배기밸브 헤드의 표면온도가 연소가스 온도를 가장 민감하게 나타낸다는 점을 고려하면, NO_x 저감 대책용 노즐의 효과가 있음을 확인할 수 있었다. 그러나 NO_x 저감 대책용 노즐의 경우 부하에 따른 배기밸브 온도는 큰 차이가 없었다.
 3. 부하에 따라 피스톤 크라운 표면온도는 약 100℃~200℃ 정도, 배기밸브의 경우 약 10℃~100℃ 정도 그리고 라이너의 경우 상부에서 약 80℃, 하부에서 약 50℃ 정도 차이가 있었다.
 4. 위치별로는 피스톤 크라운 표면온도는, 부하가 50%인 경우를 제외하고는 정중앙부가 그곳으로부터 약 370mm 떨어진 위치의 온도보다 약 50℃ 정도 높게 나타나고 있으며, 배기밸브의 경우는, 중앙부로부터 멀어질수록 측정온도가 약 25℃~50℃ 정도 낮아졌다. 그리고 실린더 라이너의 경우, 길이방향으로 측정한 온도분포에서는 라이너 상부에서 하부로 내려올수록 온도가 점점 낮아져 약 100℃ 정도 차이가 있었고, 원주방향으로 측정한 온도분포에서는 약 50℃ 정도 선미측 상부온도가 상승하였다.

參 考 文 獻

- [1] John B, Heywood, 『Internal Combustion Engine Fundamentals』, McGRAW-HILL Internal Editions, Automotive Technology Series pp. 668-711, 1988.
- [2] 星滿, 『內燃機關の放熱量について』, 日本機械學會 第551回 講演會教材(1982-11-18, 19, 東京, 內燃機關設計 のための基礎).
- [3] 한성빈·권영직·이성렬, 『스파크 점화기관의 열유속 및 열전달 계수에 대한 실험적 연구』, 대한기계학회 논문집(B) 제21권 제11호, pp. 1466-1474, 1997.
- [4] 한성빈·권영직·이성렬, 『스파크점화기관의 순간열전달계수의 경험식 결정』, 대한기계학회 논문집(B) 제21권 제11호, pp. 1475-1484, 1997.
- [5] 吉田正一·針谷安男, 『Recent Research on Heat Transfer in Internal Combustion Engine』, 自動車技術, pp. 404-412, 昭和55年.
- [6] 구자예, 노수영, 배충식, 정경석, 황상순 공역, 『내연기관』, 희중당, pp. 401-429, 1997.
- [7] W.Nusselt Der *Wärme übergang* in der Verbrennungskraftmaschine VDI-Forschungsheft 264, 1923.
- [8] G. Eichelberg; Some New investigations on old Combustion Engine Problems, Engineering 1939.
- [9] W. Pflaum; Der *Wärme übergang* bei Dieselmashinen mit und ohne Aufladung, MTZ, 22-3.

- [10] G. Sitkei; Beitrag zur Theorie des *Wärme überganges* in Motor, Konstruktion, 14-2, 1962.
- [11] W. J. D. Annand; Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines, instn. Mech. Engrs. 177-36, 1963.
- [12] G. Woschni; A Universally Applicable Equation for the instantaneous Heat transfer coefficient in the Internal Combustion Engine, SAE 670931, 1967.



