

〈논 문〉 SAE NO. 933745

자동차용 기관의 냉각수 온도조절을 위한 서머스탯의 최적설계 변수설정에 관한 연구

A Study on the Optimum Design Parameters of the Thermostat for Coolant Temperature Control of an Automotive Engine

박 경 석*, 신 진 식**, 원 종 필***
K. S. Park, J. S. Shin, J. P. Won

ABSTRACT

It is widely recognized that exhaust emissions, fuel economy and engine torque are affected by engine temperature, and logic would suggest that a cooling system offering a better compromise of engine temperature would improve both overall engine performance and economy.

Author measured coolant temperature of some parts and flow rate which are necessary to heat transfer in a engine. And Author determined parameters necessary for the optimum design of a thermostat to keep the best engine performance ; determined the optimum operating temperature of electric cooling fan.

A summary of this study is followed.

1. Study of the effects of cooling condition to combustion character in a engine.
2. Analyze of heat transfer surrounding engine cylinders.
3. Study of the effects of cooling character to engine heat rejection, determination of the optimum collant temperature for keeping the optimum engine performance and determination of the optimum design of a thermostat for keeping that temperature.

주요기술용어 : Cooling System(냉각시스템), Engine Performance(기관성능), Thermostat Opening Temperature(서머스탯 개변온도), Electric Cooling Fan(전동 냉각팬) Coolant Temperature (냉각수온도)

1. 서 론

자동차용 기관은 연소가스 온도가 높을 수록
고출력이 얻어지고, 냉각에 의한 손실이 적을

수록 효율이 향상되지만, 실제로는 재료의 강도,
변형 및 윤활의 확보등 때문에 사용온도에 제한을
받으며, 양호한 동작을 시키기 위해서는 기관을
냉각하여 열을 외부에 방출하는 것이 필요하다.

* 정회원, 경희대학교 기계공학과
** 공화급속(주) 연구소
*** 한국자동차부품종합기술연구소

내연기관의 열효율은 가솔린기관에 있어 20~30%, 디젤기관에 있어 30~40%이며, 공급열량의 나머지의 반은 배기에, 그 나머지는 냉각손실로서 잃는다. 냉각손실은 열역학적으로 보면 열의 손실이지만 실린더나 피스톤, 밸브 등의 사용재료의 강도를 유지하기 위해서는 일정온도 이하로 제한하지 않을 수 없다. 그러므로 작동중인 기관을 가장 효율적인 작동온도로 유지시키기 위하여 냉각은 필수적이라 할 수 있다.

기관의 냉각문제는 기관의 내구성, 연료소비 및 배기방출물과 관련되어 가장 중요한 연구대상 중의 하나로 다루어지고 있다. 자동차용 기관에 있어서 배기방출물, 연료소비와 토크가 기관의 온도에 따라 영향을 받는다는 것은 널리 인식되고 있는 사실이며, 온도를 보다 적절하게 유지하는 냉각시스템은 전체 기관성과 경제성을 향상시킨다는 것이 논리적으로도 제안되었다.¹⁻¹⁰⁾

기관이 과열되면 각 부품에 변형이 일어나고 또 윤활이 불충분하게 되어 심할 때는 기관이 손상되며, 연소상태도 불량하게 되어 노킹이나 조기점화를 일으켜 기관 출력을 저하시킨다. 반대로 기관이 과냉하면 연료소비가 증대되고 연료에 의해 오일이 희석되어 배어링부의 마멸을 촉진시킨다. 또한 실린더 벽과 헤드의 열을 너무 많이 제거하면 기관의 열효율이 저하되므로, 이런 현상들을 방지하기 위해서 냉각수의 온도를 적절하게 유지시켜 기관의 온도를 알맞게 유지시키는 것은 대단히 중요하다.

따라서 기관을 가장 효율적인 정상작동 온도로 작동시킬 수 있는 최적의 냉각수의 온도선정은 상당히 중요한 연구과제라 할 수 있다.

본 연구에서는 기관의 작동조건과 냉각수온도를 변화시키고, 실린더벽 온도 및 기관 각 부의 냉각수온도, 유량 등을 측정하여 냉각조건이 기관의 성과 효율에 미치는 영향을 연구하였다.

이러한 목적의 연구를 수행하기 위해서 본 연구에서는 특수 주문된 서브밸브가 달려있는 개변온도 88-80°C 서머스택과 일반적으로 사용되는 한개의 메인밸브만으로 구성된 82°C, 88°C의 서머스택과 일반적으로 사용되는 한개의 메인밸브만으로 구성된 82°C, 88°C의 서머스택을 사용

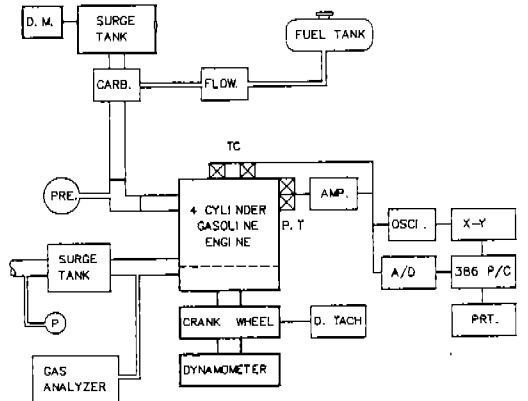
하여 실험을 수행하였다. 또한 기관의 냉각은 열전달에 관한 문제이며, 기관 방열량의 열전달 과정 분석이 냉각문제 해석에 필수적인 선결요소이므로, 본 연구에서는 서머스택을 제거하고 냉각을 시키지 않은 부분부하 상태에서 냉각수로의 열전달과정을 실험적인 방법으로 해석하였다.

따라서 본 연구에서는 1) 냉각조건이 기관의 제 성능에 미치는 영향과, 2) 기관 실린더 주위의 열전달과정의 해석 및 3) 냉각 특성이 기관의 방열에 미치는 영향을 연구하였으며, 또한 적절한 기관 성능을 유지할 수 있는 최적의 냉각수 온도선정과 그 온도를 유지시킬 수 있는 서머스택의 최적설계 변수를 찾기위한 기초적 실험을 수행하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 기관 종합성능 실험장치

본 실험에 사용된 기관 종합성능 실험장치의 전체 구성도는 Fig.1과 같다.



A/D : A/D CONVERTER D. TACH : DIGITAL TACHOMETER
 AMP. : CHARGE AMPLIFIER TC : THERMOCOUPLE
 CARB. : CARBULETOR P. : MANOMETER PRT. : PRINTER
 FLOW. : FLOW RATE METER OSCI. : OSCILLOSCOPE D.M.: DIGITAL MANOMETER
 PRE. : PRESSURE METER X-Y : X-Y RECORDER
 P.T. : PRESSURE TRANSDUCER 386 P/C : 32 BIT COMPUTER

Fig.1 Schematic diagram of experimental apparatus

2.1.1 기관 성능 실험장치

1) 기관 및 동력계 사양

본 실험에 사용된 실험용 기관은 수냉식 4기통 4사이클 가솔린기관이며, 동력계는 와전류식 전 기동력계이다. Table 1은 실험기관의 제원을 표 시하며, Table 1은 실험기관의 제원을 표시하며, Table 2는 동력계의 제원이다.

2) 냉각시스템의 제원

본 실험에 사용된 기관의 냉각시스템 제원을 표시하면 Table 3과 같다.

3) 흡기량 측정

공기-연료의 혼합비를 구하기 위하여 실린더 내로 흡입되는 공기의 양은 흡기관 앞에 서지 탱크를 부착하고, 서지 탱크의 입구에 등근노즐을 설치하여, 오리피스 전후의 압력차를 디지털 마 노메타로 측정하였으며, 계산식은 식(1)과 같다.

$$G_a = \alpha \cdot \varepsilon \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot g_a \cdot (P_1 - P_2)} \quad (1)$$

여기서,

α : 유량계수(등근노즐 : 0.822)

ε : 압축성계수를 비압축성 유체로 환산 했을 경우의 계수

γ_a : 실온에서의 습공기의 비중량 (kg/m^3)

$P_1 - P_2$: 노즐부에서의 압력차(mmHg)

4) 연료 유량 측정

순간 연료 유량 측정 장치를 사용하여 기관내에 유입되는 연료의 유량을 측정하였고, 순간 연료 소비량의 측정과 기관 출력과의 관계로 연료 소 비율을 구하였다.

Table 1 Specification of a experimental engine

ITEM	SPECIFICATION
Type	Water Cooled 4 Cycle 4 Cylinder
Bore×Stroke(mm)	Gasoline Engine
Displacement(cc)	73×68
Position of Vvalve	1,138
Compression Ratio	Over Head Valve
Maximum Torque(kgm/rpm)	8.0 : 1
Maximum Output (Ps/rpm)	7.4/2,100
Ignition Order	29.9/3,070
Spark Timing	1-3-4-2
	8°/600rpm BTDC

Table 2 Specification of a engine dynamometer

ITEM	SPECIFICATION
Type	Electro Dynamometer
Form	Water Cooled Eddy-Current
Maximum Absorbing Power	Electro Dynamometer
Maximum Absorbing	100ps
Rotational Speed	7000rpm
Tachometer	Electro Tachometer
Brake Arm Length	0.3591m

Table 3 General specifications of engine cooling system

I T E M	SPECIFICATION
Cooling method	Water-cooled pressurized Forced circulation with electrical fan
Cooling system quantity	5.1l
Radiator	
Type	Pressurized corrugated fin type
Performance	27,400 Kcal/h
Core size : width	647mm
height	350mm
thickness	25mm
Core material	Aluminum
Tank material	Plastic
Fin pitch	1.7mm
Radiator cap	
High pressure valve opening pressure	0.90.15kg/cm ²
Water Pump Type	Impeller of centrifugal type
Thermostat	
Type	Wax pellet type with jiggle valve
Valve opening temperature	82± 1.5°C
Full-opening temperature	95°C
Valve lift, fully open	8.5mm or more
Identification mark	82°C(Stamped on flange)
Drive belt Type	V-ribbed belt
Cooling fan	
Type	Electric type
Fan : Blade No.	4
Diameter	300mm
Motor : Current	9.1± 1.5A
Speed	2,100rpm

5) 기관 회전속도 측정

기관 회전속도는 디지털 회전계를 사용하여 측정하였다.

2.1.2 온도측정 시스템

본 실험에 사용한 온도측정 시스템은 16채널의 A/D변환기를 사용하였으며, 온도센서로는 실린더벽 온도와 냉각수온도를 측정하기 위하여 0.32 φ의 K형 열전대를 사요하였다. Fig.2는 온도를 측정하기 위한 시스템의 구성도를 나타낸다.

2.1.3 냉각수 유량측정 시스템

냉각수 유량측정은 Fig.3과 같은 시스템구성과 전자기 유도센서를 갖춘 유량계인 마그네틱 유량계를 사용하였으며, 유량과 유속은 페러데이 법칙을 이용하여 다음 식에 의하여 계산하였다.

$$E = kBDV \quad (2)$$

여기서, E : 유도전압, k : 페러데이 상수, B :

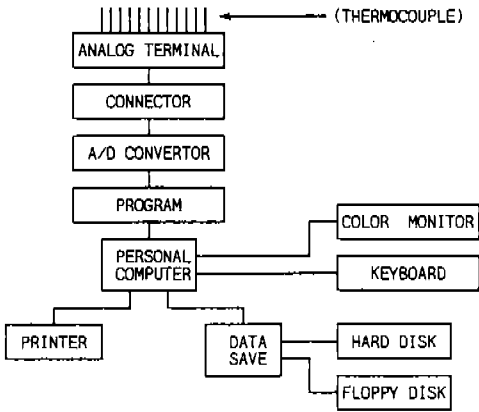


Fig.2 Block diagram of temperature measurement system

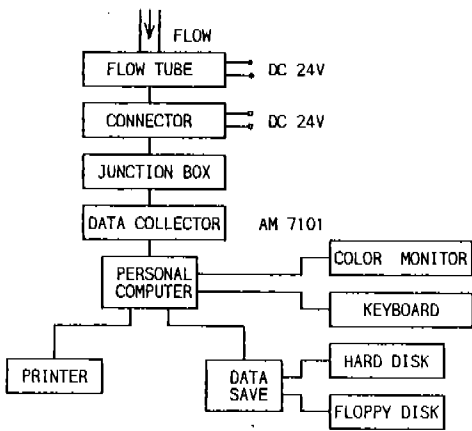


Fig.3 Block diagram of flowrate measurement system

자기장 강도, D : 자기장 유로관의 폭, V : 전도체의 속도 이다.

2.1.4 온도측정 장소

기관의 냉각수 온도는 기관의 입구와 출구, 서머스택 직후, 물재킷 중앙에서 1초 간격의 평균값으로 측정했으며, 그 외에도 배기가스 온도 및 윤활유의 온도도 1초 간격의 평균값으로 측정하였다.

실린더벽 온도를 측정하는데 사용한 온도센서는 $\phi 0.32$ K형 열전대를 사용하였으며, 측정위치

로는 물재킷내의 점화 플러그로부터 10mm 떨어진 실린더 벽과 냉각수와의 경계면에서 측정하였다. 실린더 벽과 냉각수 경계면의 온도를 직접 측정하기 위해서 각 실린더 벽에는 직경 3mm, 길이 1mm정도의 구멍을 1개씩 내고 silver soldering 한 다음, 플라스틱 스틸로 두께 0.5~0.7 mm 정도로 냉각수와 접하지 않도록 표면을 처리하였다.

본 실험장치의 냉각시스템 전체 구성도는 Fig4에 표시하였다.

Fig5(a)는 온도센서를 부착한 실린더헤드의 개략적인 온도측정위치를 표시한 것이며, Fig5(b)는 실린더헤드의 온도센서 위치를 나타내는 사진이다.

또한 Fig6에는 냉각수 측의 실린더벽 표면 온도를 측정하기 위하여 실린더 헤드의 냉각수 통로에 부착한 온도센서의 부착 상세도를 나타내었다.

Fig7(a)는 실린더 블록의 냉각수 통로에 부착한 열전대의 사진이며, Fig7(b)는 서머스택의 개폐와 냉각수의 순환을 관찰하기 위하여 본 연구에서 아크릴로 제작하여 기관 냉각수 통로의 출구에 부착한 서머스택의 가시화장치 사진이다.

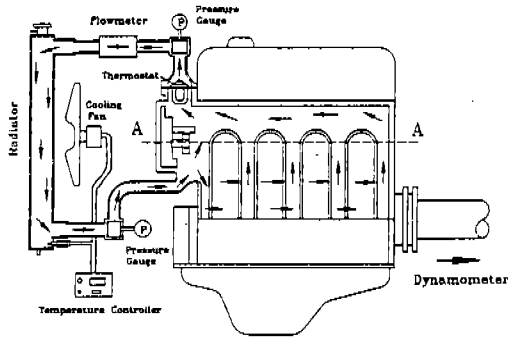
2.2 실험 방법

2.2.1 실험조건 및 방법

서머스택은 기관 내부의 냉각수 온도 변화에 따라서 밸브가 자동적으로 개폐되어 라디에이터로 흐르는 유량을 조절하므로써, 냉각수의 온도를 단시간 내에 높이며 기관이 가열된 후에는 기관을 정상작동 온도로 유지시키는 자동 수온조절기이다.

본 실험에서는 일반적으로 사용되는 한 개의 메인 밸브만으로 구성된 Fig8(a)와 같은 서머스택과 서브 밸브가 부착된 Fig8(b)와 같은 서머스택을 사용하고, 기관출구의 냉각수 경로에 서머스택을 설치하는 출구수온 제어방식으로 실험을 실시하였다.

또한 Fig9에는 기관의 운전 중에 수온이 서머스택의 개변온도 이상으로 상승하는 오버슈트 현상과 운전도중 서머스택 개변온도 근처에서



4-Cycle 4-Cylinder Gasoline Engine

Fig.4 Flow diagram of engine cooling system

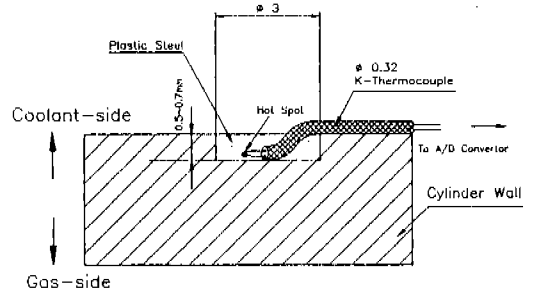


Fig.6 Instrumented plugs used to measure temperature in walls of cylinder-head

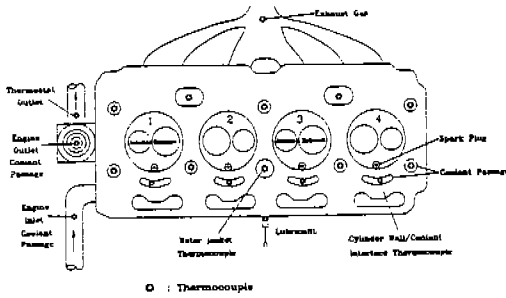


Fig.5(a) Distribution of thermocouples within cylinder-head

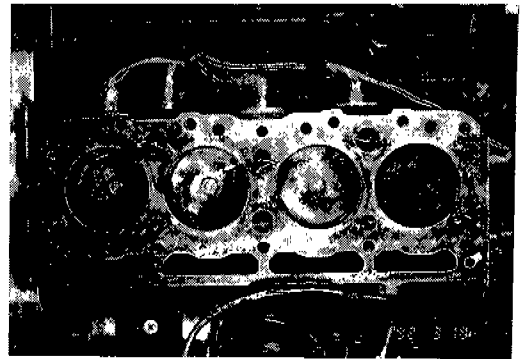
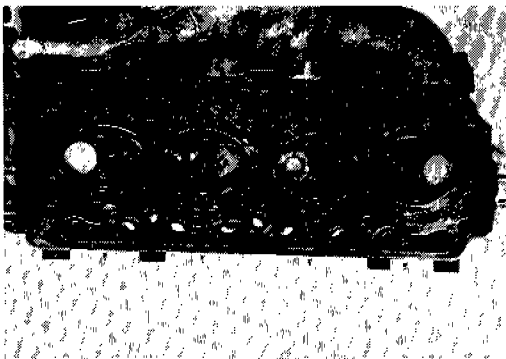


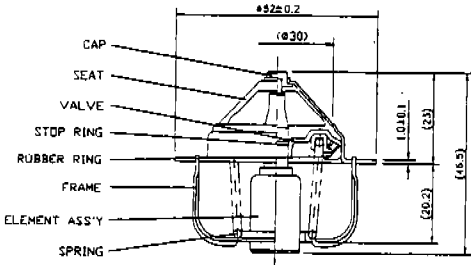
Fig.7(a) Photograph of thermocouple locations in coolant passage



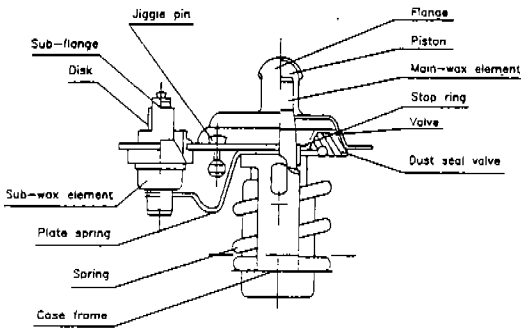
(b) Photograph of thermocouple locations in cylinder-head



(b) Photograph of thermostat visualization device



(a) In-line type outlet control



(b) Outlet control with a sub-valve

Fig.8 The wax-type thermostat used in experiment

수온이 변동하는 헌팅현상을 두 서머스택에 대하여 서로 비교하여 나타내었다. 이러한 오버슈트와 헌팅현상은 서머스택의 설치장소에 따라서도 영향을 받는 것으로 알려졌으며, 본 실험에서와 같이 출구수온제어 방식인 경우에는 냉각수의 순환을 차단하여 닫혀있던 밸브가 열려 냉각수가 순환되기 시작할 때 발생한다. 또한 서머스택이 완전히 열리는 전개온도는 왁스형 서머스택인 경우 서머스택 밸브가 열리기 시작하는 개변온도보다 보통 $+11^{\circ}\text{C}$ 정도 높은 온도에 위치한다.

따라서 본 연구에서는 서머스택 밸브가 열린 직후 발생하는 냉각수 온도의 급격한 변화를 줄이며, 냉각수 온도에 따른 기관 성능의 분석을 통하여 최적의 냉각수 온도를 선정하고 그에 따른 서머스택의 형식과 개변온도를 선정하는 실험을 실시하였다.

실험조건은 Table 4에 표시한 바와 같이 형태가 서로 다른 서머스택에 대하여, 전동냉각 팬의 작동온도와 스로틀 개도, 기관회전속도, 부하를 변화시키면서, 시간에 따른 냉각수의 온도변화, 기관성능과 효율변화 및 열전달 특성 등을 실험적인 방법으로 연구하였으며, 냉각수는 부동액을 혼합하지 않은 100% 수도물을 사용하였다.

2.2.2 온도측정 데이터처리방법

기관 각부의 온도와 냉각수 유량은 16채널의 A/D 변환기와 퍼스널 컴퓨터를 사용해서 1초 간격의 입력 데이터를 선택적으로 앙샘플 평균해서 측정하였다. 즉, 채널당 1초간격으로 입력되는 데이터는 100개인데, 노이즈를 줄이고 샘플링 처리속도를 감안하여 입력되는 데이터중에서 선택적으로 10개를 샘플링하여 평균 데이터로 취하였다.

데이터는 컴퓨터에 입력된 후 그래프 프로그램으로 변환시켜 모니터와 프린터로 출력시켰으며 데이터 처리과정 블록선도는 Fig.10과 같다.

2.2.3 실험 계산식

1) 방열량의 계산식

냉각수에 전해지는 기관의 방열량 Q_w 는 다음과 같은 식으로 계산하였다.

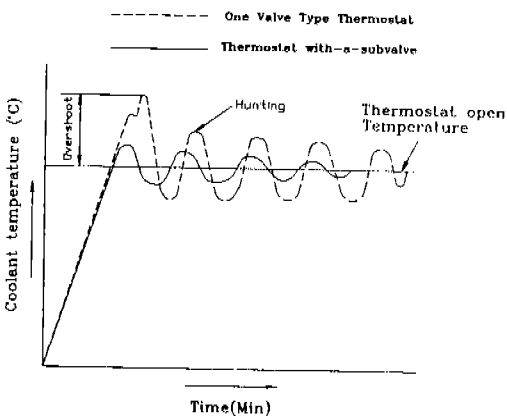


Fig.9 Overshoot and hunting phenomena of a thermostat

Table 4 Test Conditions

Engine		Thermostat Type			Thermoswitch Operating Temp.							
T.O.D	Speed	82°C (Main) Valve	88°C (Main) Valve	88-80°C (Main-Sub) Valve	75	79	80	82	85	88	90	91
Load	rpm	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C
Unload	1000	0		△		0		0	0△	0△		△
	1500			△					△			
	2000			△					△	△		△
25% Partial Load	950	0	*	△	0		0*					
	1250	0	*	△	0		0*		0*△		0*	
	1500	0	*	△	0		0*		0*△		0*	
	2000	0	*	△	0		0*		0*△		0*	
	2500	0	*	△	0		0*		0*△		0*	
	3000	0	*	△	0		0*		0*△		0*	
50% Partial Load	950			△			△		-		△	
	1250			△			△		-		△	
	1500	0		△		0	-		△		△	
	2000	0	*	△		0	△	0	0△	0*△	△	△
	2500			△			△		△		△	
	3000			△			△		-		△	
75% Partial Load	950	0		△			0		△			
	1250	0		△			0		△			
	1500	0		△			0		△			
	2000	0		△			0	0	△	△		△
	2500	0		△			0		△			
	3000	0		△			0			△		
75%	2000	Without Thermostat and Cooling Fan										

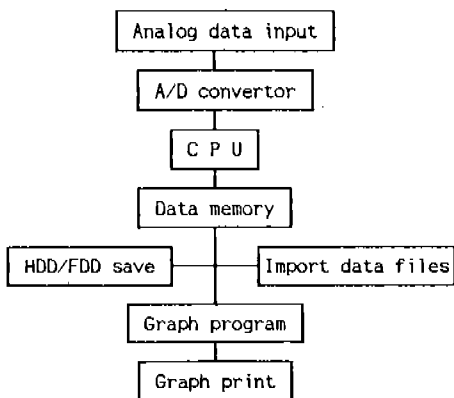


Fig.10 Procedure of a data treatment

$$Q_w = G_w \cdot C_{pw} (t_{w2} - t_{w1}) \text{ [kW]} \quad (3)$$

여기서, G_w : 냉각수의 유량 [kg/s]
 C_{pw} : 냉각수의 비열 [kJ/kg · K]
 $t_{w2} - t_{w1}$: 냉각수의 입 · 출구온도차 [K] 이다.

2) 냉각손실의 계산식

냉각손실은 연료의 전공급 열량에 대한 냉각수에 전해진 방열량의 백분율로서 다음 식에 의해서 산출하였다.

$$\eta_w = \frac{Q_w}{Q_f} \times 100 [\%]$$

여기서, η_w : 냉각손실 [%]
 Q_w : 냉각수에 전달된 방열량 [kW]
 Q_f : 연료의 전공급열량 [kW]

이다.

3) 열전달계수 및 열유속의 계산식

열전달계수는 강제대류증발 영역에 적용되는 *dittus-Boelter*²⁾의 다음과 같은 식을 사용하여 해석하였다.

$$h_c = 0.023(Re_i^{0.8})(Pr_i^{0.4}) \frac{k_f}{D} \quad [kW/m^2 \cdot K] \quad (5)$$

여기서, h_c : 대류열전달계수 [$kW/m^2 \cdot K$]
 Re_i : 유체의 *Reynolds*수
 Pr_i : 유체의 *Prandtl*수
 k_f : 유체의 열전도도 [$kW/m^2 \cdot K$]
 D : 직경 [m]

이다.

또한 열유속 q'' 는 다음과 같은 식으로 계산하였다.

$$q'' = h_c(T_w - T_c) \quad [kW/m^2 \cdot K] \quad (6)$$

여기서, h_c : 대류열전달계수 [$kW/m^2 \cdot K$]
 T_w : 냉각수측 실린더벽 표면온도 [K]
 T_c : 냉각수 온도 [K]

이다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 기관 각부의 온도 변화

3.1.1 시간에 따른 각 부의 온도 변화

Fig.11~Fig.14는 기관을 작동시킨후 기관이 완전히 정상작동온도에 도달할때 까지 여러 운전 조건과 시간에 따른 냉각수의 입구온도, 출구온

도와 물재킷내의 냉각수온도 및 윤활유 온도와 냉각수측 각 실린더벽 접촉계면에서의 온도 변화 과정을 나타낸 것이다.

Fig.11은 개변온도가 82°C인 서머스택에 대하여 전동 냉각팬의 작동온도를 82°C로 조정 한 다음 무부하, 1000rpm의 조건하에서 실시한 실험 결과 그래프이다. 이 실험결과에서 보는 바와 같이 기관 냉각수통로 출구의 수온은 시동후 시간이 경과함에 따라서 선형적으로 급격히 상승하다가 서머스택이 열린직후 수온의 불안정현상을 보이며 정상상태로 된다. 무부하의 공회전 상태에서는 기관이 정상작동온도에 도달해 서머스택이 열리기 시작하는 시간은 시동후 약 400초 정도 경과한후이며, 서브밸브가 없는 서머스택인 경우 서머스택이 열린 직후 수온의 불안정 현상인 현탕현상이 매우 심하다는 것을 알 수 있다.

Fig.12와 Fig.13은 개변온도가 82°C이고, 전동 냉각팬의 작동온도가 82°C이며, 기관 회전속도 2000rpm의 부분부하 조건하에서 스로틀 밸브 개도량을 2/4와 3/4로 변화시켜 부하가 가해 지면 기관이 정상 작동온도에 도달하는 시간이 400초 에서 200초 정도로 두배 정도 빨라짐을 알 수 있다.

이러한 이유는 공회전에 비해 부하가 가해 지고 스로틀밸브가 더 열림에 따라 실린더내로 들어가는 연료량이 증가함으로 인해 기관의 방열량이 증가한 결과로 사료된다.

그러나 무부하인 경우를 제외하고는 스로틀 밸브개도가 1/4인 경우와 2/4인 경우 및 3/4인 경우에는 정상작동온도에 도달하는 시간이 크게 차이나지는 않았으나, 스로틀밸브의 개도량이 많을 수록 방열량이 증가해서 정상작동온도에 도달하는 시간이 빨라짐을 알 수 있다.

따라서 위의 결과에서 볼 때 한 개의 메인 밸브만으로 구성된 서머스택인 경우 현탕 현상이 계속 상존함을 관찰 할 수 있으며, 스로틀밸브의 열림 정도에 따라서 기관이 정상작동온도에 도달하는 시간은 190초에서 163초로 27초 단축되었으며, Fig.11의 무부하 조건과 비교해서도 훨씬 더 수온이 급상승 함을 알 수 있다.

Fig.14는 메인밸브의 개변온도는 88°C, 서브밸

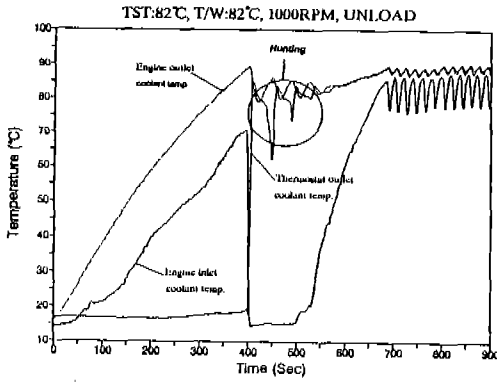


Fig. 11 The temperature variation in 82°C thermostat, 82°C thermoswitch and unload condition at engine speed of 1000rpm.

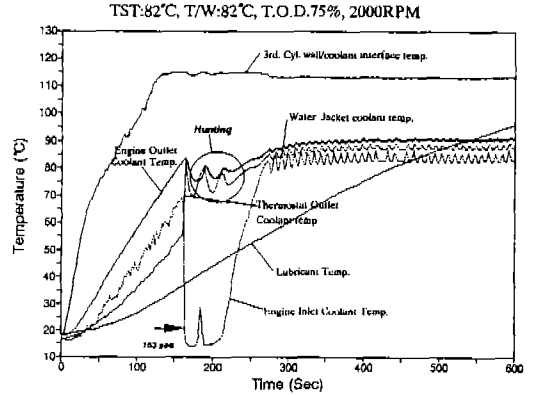


Fig. 13 The temperature variation in 82°C thermostat, 82°C thermoswitch and 75% throttle opening degree and part load condition at engine speed of 2000rpm.

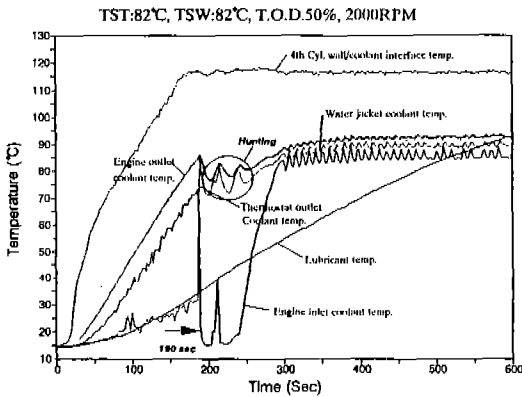


Fig. 12 The temperature variation in 82°C thermostat, 82°C thermoswitch and 50°C throttle opening degree and part load condition at engine speed of 2000rpm.

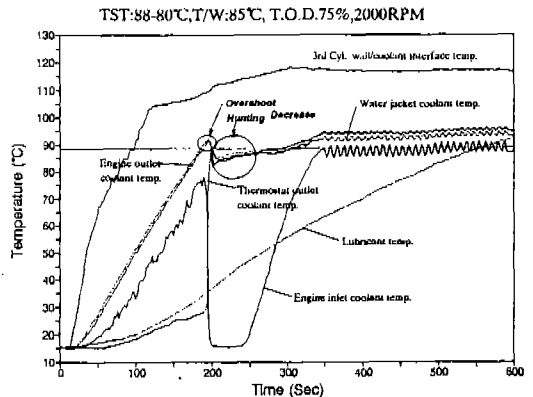


Fig. 14 The temperature variation in 88—80°C thermostat, 85°C thermoswitch and 75% throttle opening degree and part load condition at engine speed of 2000rpm.

브의 개변온도는 80°C인 서브밸브 부착 서머스탯에 대하여, 전동냉각팬의 작동온도를 85°C로 조절하고, 스로틀개도 3/4, 기관 회전속도 2000 rpm의 부분부하 상태에서 실시한 결과 그래프이다. 이 Fig.14의 기관입구 냉각수온도 및 출구 냉각수온도 변화선도에서 알 수 있듯이 Fig.12 및 Fig.13의 일반 서머스탯보다는 메인 밸브와 서브 밸브로 구성되어 있는 서머스탯이 개변온도 부근에서 냉각수 온도를 더 안정시킨다는 것을 알

수 있다. 또한 서머스탯의 개변온도 이상으로 수온이 상승하는 오버슈트 현상도 앞의 다른 서머스탯 실험 결과와 비교해 볼 때 상대적으로 수온의 상승폭이 줄어드는 것을 볼 수 있다.

또한 기관 출구 냉각수온도와 물재킷내부의 냉각수온도는 입구 냉각수온도에 따라서 큰 영향을 받지만, 물재킷내의 냉각수속 실린더벽 온도는 아주 적은 영향만 받으며, 윤활유 온도는 냉각수 온도에 따라서 미세하게 변하지 않음을

알 수 있다.

3.1.2 정상상태에서의 기관 각부의 온도변화

Fig.15 및 Fig.16은 기관을 20분 이상 충분히 워밍업시킨 뒤에 기관의 스로틀 개도와 전동 냉각팬 작동온도에 따른 기관 각부의 온도변화를 표시한 것이다. Fig.15와 Fig.16은 개변온도가 82°C인 서머스렛에 대하여 스로틀개도 25% 상태에서 서머

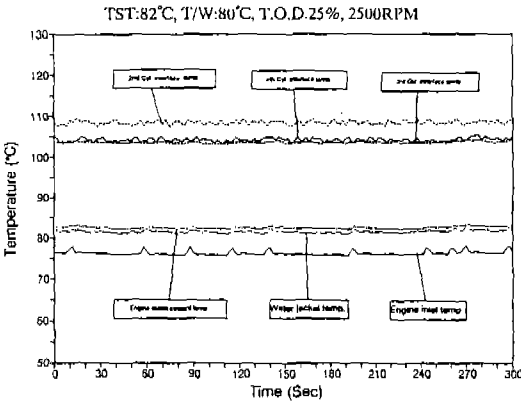


Fig.15 The temperature variation in 82°C thermostat, 80°C thermoswitch and 25% throttle opening degree and part load condition at engine speed of 2500rpm.

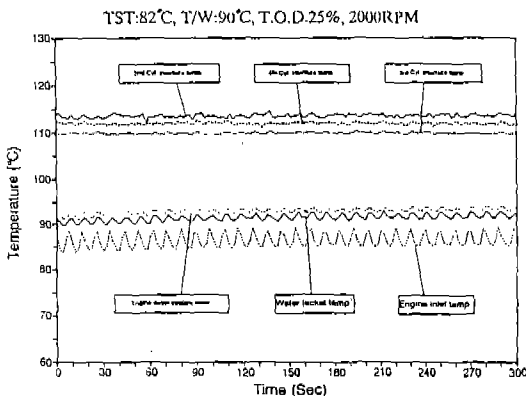


Fig.16 The temperature variation in 82°C thermostat, 90°C thermoswitch and 75% throttle opening degree and part load condition at engine speed of 2000rpm.

스윗치온도를 90°C로, 기관 회전속도를 2500rpm으로 한 경우와 서머스윗치온도를 90°C하고, 회전속도를 2000rpm으로 한 경우에 대한 결과이다.

이 결과에서 볼 수 있듯이 기관의 냉각수 통로 입구와 출구의 냉각수 온도차는 전운전 범위에서 9~11°C의 변화 폭을 보였으며, 물재킷 중앙의 냉각수 온도는 출구 냉각수 온도보다 2~3°C 정도 낮았다. 기관의 회전속도가 증가함에 따라서 수온의 불안정 현상인 헌팅현상이 줄어들는데, 그 이유는 기관 회전속도에 따라서 물펌프의 회전속도가 증가하여 유속이 빨라지므로 물재킷내의 온도분포가 보다 더 균일하게 되기 때문이다.

또한 물재킷내의 냉각수측 각 실린더벽 온도는 출구 냉각수 온도보다 17~22°C 높았으며, 냉각수측 실린더벽 온도는 각 실린더에 따라서 약간의 변화가 있음을 알 수 있다.

3.1.3 왁스형 서머스윗치와의 작동 비교 특성

Fig.17와 Fig.18은 본 실험에 있어서 제작한 디지털 온도조절기와 현재 사용되고 있는 왁스형태 서머스윗치와의 작동특성을 비교하여 실험한 결과 그래프이다. 실험 조건은 개변온도 82°C인 동일한 서머스렛에 대하여 서머스윗치 작동온도는 85°C로 디지털식과 왁스형을 동일하게 하였으며, 스로틀 개도는 1/4, 기관 회전속도는 1500 rpm으로 부분부하 상태에서 동일한 운전조건으로 실험을 실시하였다.

이 결과에서 볼때 시간에 따른 기관 각부의 온도변화는 거의 동일한 형태를 나타내고 있으나, 기관이 정상 작동온도에 이른 후 기관 입구 냉각수온도를 제어하는 서머스윗치의 on/off 시간 간격이 기존의 왁스형은 지연시간이 길데 비해서, 본 실험에서 제작한 디지털 온도 조절기의 응답 시간이 훨씬 더 빠름을 보여주고 있다.

이 결과로서 볼때 기관 출구의 냉각수 온도 및 물재킷내의 냉각수 온도 변화폭은 기존의 왁스형 서머센서에 비해서 응답성이 빠른 디지털식 센서의 경우가 기관내의 냉각수 온도를 보다 정확하게 조절함을 알 수 있다.

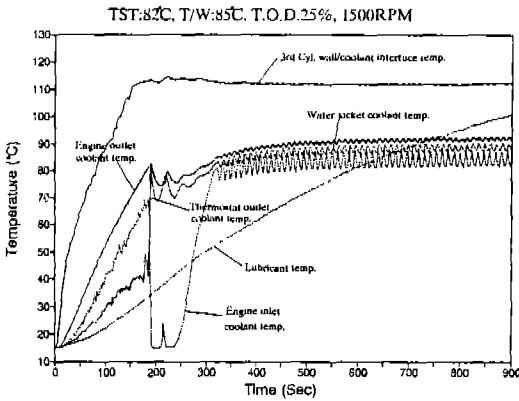


Fig.17 The temperature variation in 82°C thermostat, 85°C wax-type thermoswitch and 25% throttle opening degree and part load condition at engine speed of 1500rpm.

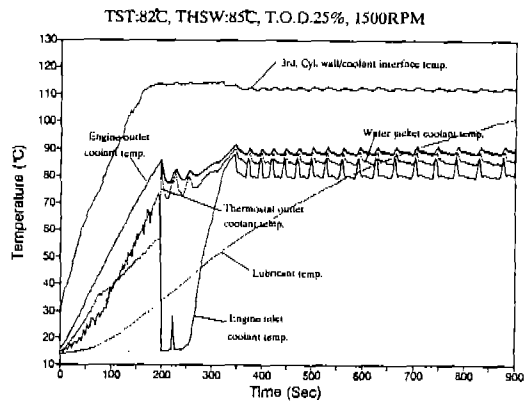


Fig.18 The temperature variation in 82°C thermostat, 85°C digital-type thermoswitch and 25% throttle opening degree and part load condition at engine speed of 1500rpm.

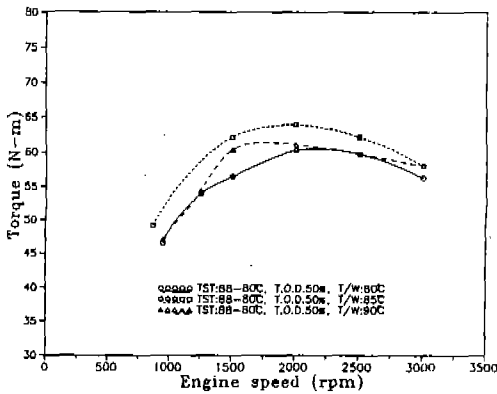


Fig.19 Torque-Inlet coolant temperature diagram at 50% throttle opening degree

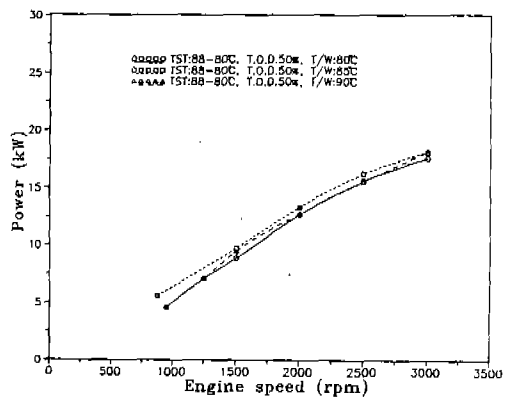


Fig.20 Power-Inlet coolant temperature diagram at 50% throttle opening degree

3.2 기관 성능

3.2.1 냉각 조건에 따른 기관성능 변화

기관의 성능에 관한 실험은 기관을 20분이상 충분히 워밍업시켜 정상상태에 도달하게 한 다음에 실시하였다. Fig.19와 Fig.20에서 볼 수 있듯이 기관의 토크와 출력은 냉각수 입구온도에 따라 미세한 영향을 받으며, 입구온도가 85°C인 경우가 기관의 제 성능과 효율이 가장 좋고, 입구온도가 80°C인 경우 보다는 90°C인 경우가 약간 더 좋

음을 알 수 있었다.

또한 Fig.21에서 알 수 있듯이 연료소비율도 입구온도가 85°C인 경우가 제일 좋았으며, 90°C 보다는 80°C인 경우가 더 좋음을 알 수 있었다. 이것은 기관의 냉각이 과도한 상태에서는 혼합기 형성이 평형을 잃게되어 과도하게 연료가 들어가고, 반대로 냉각이 불충분한 상태에서도 연소상태가 나빠져서 출력저하와 함께 연료소비도 증가하는 것을 나타내는 것이다.

3.2.2 전동냉각팬 작동온도에 따른 열효율의 변화

Fig22에서 알 수 있듯이 제동열효율은 저회전 속도보다 2000~2500rpm 범위에서 높았으며, 기관 입구 냉각수온도가 85°C인 경우가 80°C나 90°C인 경우 보다 좋음을 알 수 있었다. 열역학적으로 볼 때 온도가 높을 수록 열효율이 증가할 것으로 생각되나, 본 실험에서 볼 때 기관의 입구 냉각수 온도가 90°C인 경우에 기관의 출구와 물재킷내의 냉각수온도는 100°C 이상되어 실린

더가 과열되면, 흡기도입 과정에서 새로운 흡기가 연소실 주위로부터 열을 흡수하여 열팽창을 일으켜 이에 상당하는 양만큼 신기의 흡입이 방해되어 체적효율이 떨어지고,⁸⁾ 연료마력당의 축출력은 감소하므로 제동 열효율은 입구 냉각수온도가 85°C인 경우가 가장 좋음을 알 수 있다.

3.3 실린더 주위의 열전달

3.3.1 방열량의 변화

Fig23에서 알 수 있듯이 냉각수에 전해지는

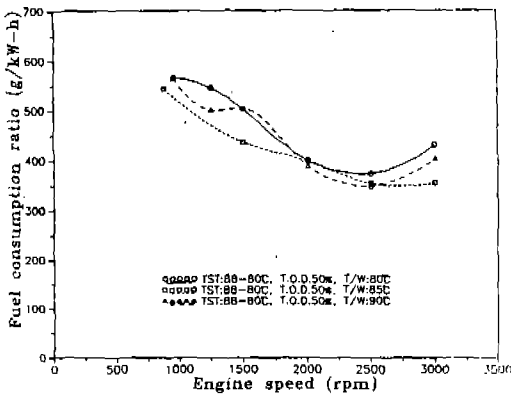


Fig.21 Fuel consumption ratio-Inlet coolant temperature diagram at 50% throttle opening degree

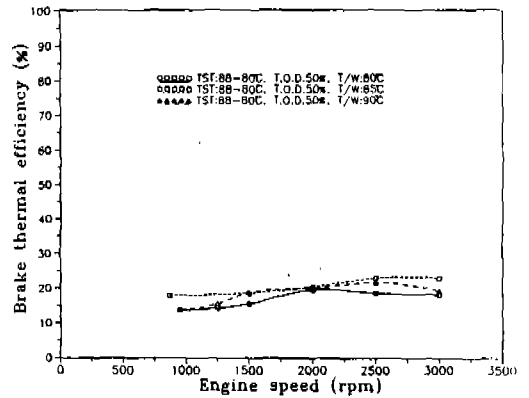


Fig.22 Brake thermal efficiency-Inlet coolant temperature diagram at 50% throttle opening degree

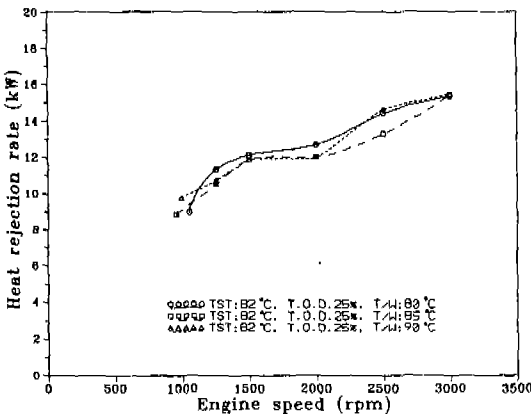


Fig.23 Heat rejection rate-Inlet coolant temperature diagram at 50% throttle opening degree

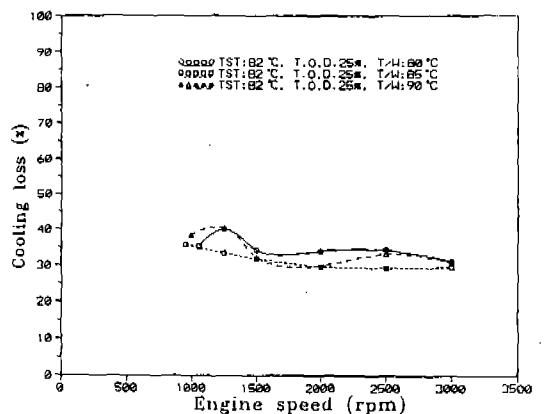


Fig.24 Cooling loss-Inlet coolant temperature diagram at 50% throttle opening degree

기관의 방열량은 80°C, 85°C, 90°C의 입구 냉각수 온도에 따라서 미소한 차이로 85°C인 경우가 방열량이 가장 적었음을 알 수 있었다. 이것은 위의 열효율 결과와 일치하는 것으로 냉각수로 전해지는 방열량은 냉각수의 유속, 입출구 온도차와 비열등의 영향과 기관의 냉각이 불충분하거나 과도하게 됨에 따라 연료소비량이 증가해서 나타난 결과이다.

3.3.2. 냉각 손실

Fig.24에서 알 수 있듯이 냉각손실은 입구온도 85°C, 90°C, 80°C의 순으로 적어짐을 알 수 있었다. 냉각손실은 연료의 전공급열량에 대한 냉각수에 전해진 방열량의 비율이므로, 냉각이 불충분하거나 과도한 경우 보다는 적절한 경우가 냉각손실이 적어짐을 알 수 있었다.

3.3.3 열전달계수 및 열유속

기관의 열전달 실험은 서머스텝을 제거하고, 전동팬을 작동 시키지 않은 스톱틀개도 3/4의 부분부하상태에서 실험을 실시하였다. 결과는 Fig.25에 나타난 바와 같이 실린더벽과 냉각수와의 접촉경계면의 실린더벽 온도는 4번, 1번, 3번, 2번 실린더 순으로 높음을 알 수 있었다. 또한 Fig.26에 나타난 바와 같이 각 실린더벽의 열전달

계수도 4번, 1번, 3번, 2번 실린더 순으로 높음을 알 수 있었다.

이같은 결과는 물채킷내의 유동조건에 따라서 좌우측 끝에 위치한 1, 4번 실린더가 기관 중앙에 위치한 2, 3번 실린더보다 과도한 열부하를 받은 것으로 해석할 수 있다.

Sorrell⁹⁾의 연구결과에서도 볼 수 있듯이, 본 실험조건에서와 같은 대류 열전달 영역에서는

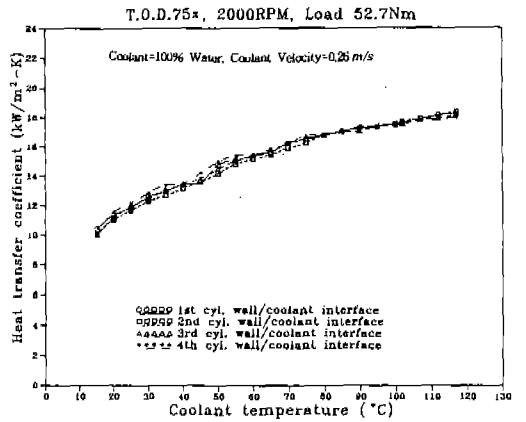


Fig.26 The heat transfer coefficient for four locations in the four cylinder head at a load of 52.7N·m at 2000rpm(the same conditions as Fig.25)

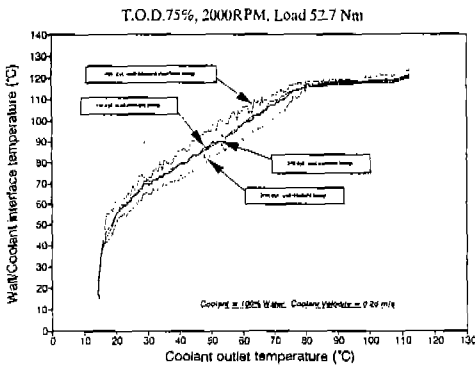


Fig.25 The cylinder wall/coolant interface temperature plotted against the coolant temperature during warm-up with a load of 52.7N·m at 2000rpm (without thermostat and cooling fan)

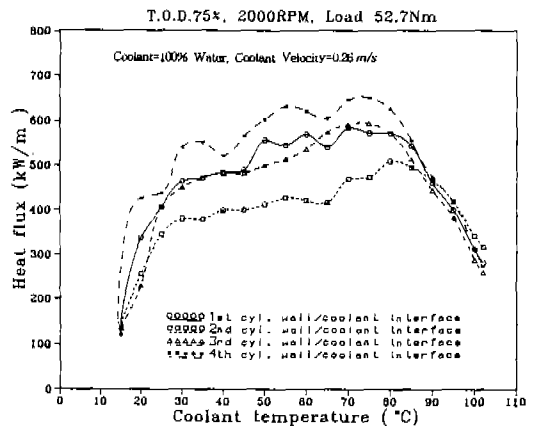


Fig.27 The heat flux for four locations in the four cylinder head at a load of 52.7N·m at 2000rpm (the same conditions as Fig.25)

냉각수측 실린더벽 표면온도가 상승함에 따라서 열전달 계수가 증가하는데, 그 주된 이유는 온도가 상승함에 따라서 냉각수의 점성이 감소하기 때문이라고 생각된다.

또한 각 실린더벽의 열유속도 Fig.27에 나타난 바와 같이 4번, 1번, 3번, 2번 실린더 순으로 높았으나, 냉각수 온도가 85°C 이상 상승함에 따라 열유속이 급격히 감소함을 알 수 있었다. 그러나 전체적으로 볼 때 실린더 벽온도가 상승함에 따라서 열유속은 감소하는 경향을 나타냄을 알 수 있다.

시간이 경과 함에 따라서 열전달 계수가 증가하고 열유속이 감소하는데, 그 이유는 연소온도 상승폭이 냉각수 온도의 상승폭 만큼 크지 않기 때문이라고 생각된다.

따라서 냉각수의 유동조건과 냉각조건을 고려하여 기관 설계시 실린더를 균등하게 냉각시킬 수 있도록 물재킷의 유로를 적절하게 설계하여야 함을 알 수 있었다.

4. 결 론

본 연구는 현재 일반적으로 사용되고 있는 왁스형태의 서머스택과 라디에타 전동 냉각팬의 작동온도의 최적치를 찾고, 기관의 스톱을 개도, 회전속도, 부하등의 운전조건을 변화시키면서, 기관의 냉각수온도 변화가 기관성능에 미치는 영향을 분석하여 열공학적으로 분석하므로써, 가장 적절한 온도로 기관냉각을 유지시키기 위한 기초적 자료를 얻기위한 실험적 연구이다.

본 연구의 결과로부터 얻은 결론은 다음과 같다.

- 1) 서브(sub)밸브가 달려있는 서머스택이 일반 서머스택보다 기관 난기운전시 및 서머스택 개변온도 부근에서 냉각수온도를 더 안정적으로 유킴을 알 수 있었고, 현탕현상 시간을 줄임으로서 보다 빨리 정상작동온도에 도달하는 것을 알 수 있었다.
- 2) 본 실험기관의 경우 기관토크, 축출력, 연료소비율, 열효율, 열전달 특성값들을 분석한 결과 기관 입구 냉각수온도가 85°C인

경우가 기관의 냉각수 온도로서 최적임을 알 수 있었고, 이 온도로 냉각수온도를 유지시킬 수 있도록 서머스택과 전동팬의 작동 온도를 설정해야 함을 알 수 있었다. 따라서 전동 냉각팬의 작동온도는 서머스택의 응답성을 증가시키고 85°C로 설정하는 것이 적정하며, 이때의 서머스택 개변온도는 입출구 온도차를 고려해 서브밸브를 부작하고 메인 밸브는 입구온도보다 3~4°C 정도 더 높은 88°C로 설정하는 것이 효과적임을 알 수 있었다.

- 3) 기관 물재킷내의 실린더벽 표면온도는 냉각조건에 따라 차이를 보이고 있으며, 출구 냉각수온도 보다 평균 17~22°C 정도 더 높음을 알 수 있었다. 또한 대류 열전달 영역에서는 실린더벽 표면온도가 상승함에 따라서 열전달계수는 증가하고, 열유속은 감소함을 알 수 있었다.

후 기

본 연구는 1991년도 산학 협동 재단의 지원과 공화금속(주) 연구소의 협조로 수행되었으며, 관계 제위께 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. Jagdish K. Patel : 'De-aeration and Associate Systems Consideration for the Engine Cooling System Design', SAE Pap. No.821044 in SP. 524, 1982, pp.7-18.
2. I. C. Finlay, G. R. Gallacher, T. W. Biddulph and R. A. Marshall, 'The Application of Precision Cooling to the Cylinder-Head of a Small, Automotive, Petrol Engine, SAE Pap. 880263, 1988.
3. Stikei, G : 'Heat Transfer and Thermal Loading in Internal Engines' Akademiai Kiado, Budapest, 1974.
4. Kirby S. Chapaman, John H. Johnson and Ej. Chiang, "The Enhancement and Validation of

- a Vehical Engine Cooling System Simulation for a Heavy Duty Diesel Truck”, SAE Pap. 880601, 1988.
5. Pamela M. Norris & Mardi C. Hastings & William J. Wepfer : ‘An Experimental Investigation of Liquid Coolant Heat Transfer in a Diesel Engine’, SAE Pap. 891898, 1989, pp.1855-1861.
 6. I. C. Finlay et al, ‘Factors Influencing Combustion Chamber Wall Temperatures in a Liquid-Cooled, Automotive, Spark-Ignition Engine’, Proc. Instn Mech. Engrs., Vol.199, No. D3(1985), pp.207-214
 7. Chen, J. C., ‘Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow’, Ind. & Engng Chem. process Des. and Dev., 1966, 5(3), 322-329
 8. 星滿, 今井孝男, ‘自動車 エンツソの熱管理入門(1)’, 内燃機關, Vol.16, No.200, pp.43-47, 1977. 9
 9. A. J. Sorrell and C. R. Stone : ‘Spark Ignition Engine Performance During Warm-Up’, SAE Pap. 890567, 1989, pp.1011-1017
 10. 박경석, 신진식, 이경우, ‘自動車用 機關의 冷却水 溫度調節 最適化에 關한 研究(I)’, 한국자동차공학회지, Vol.14, No.2, pp.34-43, 1992.