

<논 문> SAE NO. 943722

엔진 냉각 시스템 개선에 관한 연구

A Study on Improvement of Engine Cooling System

김 문 현*, 오 병 옥**
M. H. Kim, B. W. Oh

ABSTRACT

In this study the behavior of engine cooling loss and overall heat transfer coefficient were studied experimentally using naturally aspirated engine and turbo charged engine.

Using turbo charging, heat dissipation was increased because of the density of the mixture was increased with increment of inlet air flow rate.

Therefore, cooling loss of turbo charged engine is larger than naturally aspirated engine.

As taking the measurement of surface temperature of combustion chamber, gas heat transfer coefficient was calculated and found that it has greatly affected to overall heat transfer coefficient.

The empirical formula of overall heat transfer coefficient established in order to predict of engine cooling loss and express only as a function of mean piston velocity.

주요기술용어 : Cooling system(냉각 시스템), Cooling loss(냉각 손실), Thermal load(열 부하), Instantaneous temperature(순간 온도), Overall heat transfer coefficient(총괄 열전달계수)

1. 서 론

최근의 자동차용 기관은 고성능, 고출력 및 소형 경량화등이 요구되고 있으며, 이를 실현하기 위한 방법중의 하나가 터보과급이다. 터보과급을 하게되면 연소실내로 유입되는 신기량이 증가되고 또한 혼합기는 고온 고압이 되어 혼합기의 발생열량이 자연흡입(Naturally Aspirated : NA)기관에 비해 증대되므로 터보과급(Turbo Charged : TC)기관은 출력이 증가한다. 그러나

반면에 방열량도 NA기관에 비해 정량적으로 크게 증가한다.¹⁻³⁾

이와 같은 방열량의 증가는 연소실 내의 연소 가스온도와 연소실 벽표면의 온도차를 크게 하므로서 열 경계층으로 전달되는 열량이 증가하여 냉각 손실(Cooling loss)이 증가되므로 기관 방열기의 열부하(Thermal load)가 증대된다. 그러므로 증대된 열부하를 기존의 방열기로는 해소하기가 곤란하므로 이에 대응할 새로운 터보과급 SI. 기관용 냉각 시스템(Cooling system)의 개선

* 정회원, 숭실대학교 기계공학과

** 정회원, 수원전문대학 용접공학과

이 요구되어진다.^{4~5)}

냉각 시스템의 개선을 위해서는 우선 방열기의 열부하인 냉각 손실의 정량적 특성이 파악되어야 하고 아울러 실제 기관에서의 냉각 손실을 쉽게 예측할 수 있는 경험식을 확립할 수 있으면 편리할 것이다. 기관의 냉각 손실은 기관 본체에 대한 총괄 열전달계수(Overall heat transfer coefficient)와 전열면적 및 연소가스 온도와 냉각수 온도와의 온도차이로 계산할 수 있다. 여기서 전열면적과 냉각수 온도는 기관의 제원이나 운전 조건 등으로 부터 쉽게 구할 수 있고, 연소가스 온도도 예측이 가능한 반면, 총괄 열전달계수는 열전달 경로에서의 가스 열전달계수와 냉각수측 열전달계수 및 연소실 벽체의 재질에 따른 열전도계수의 함수이므로 예측하기가 용이하지 않다. 그러므로 기관의 냉각 손실을 예측하기 위해서는 총괄 열전달계수에 대한 경험식을 확립할 필요성이 있다.

따라서 본 연구에서는 1차적으로 스파크 점화 기관의 냉각 손실을 예측하여야 할 경우, 유용한 총괄 열전달계수의 경험식을 실험적으로 구하기 위한 연구를 수행하였다. 총괄 열전달계수 경험식을 결정하기 위해서는 가스 열전달계수, 냉각수측 열전달계수 및 연소실 벽체의 재질에 따른 열전달계수도 순차적으로 체계화되어야 한다. 그러므로 먼저 연소실 벽표면의 순간온도(Instantaneous temperature)를 정확히 측정하여 총괄 열전달계수의 가스 열전달계수, 냉각수측 열전달계수 및 연소실 벽체의 열전도계수들에 대한 정량적인 상호관계를 구한다. 그래서 총괄 열전달계수에 가장 지배적인 인자인 가스 열전달계수와 총괄 열전달계수를 관계지어 총괄 열전달계수의 경험식을 실린더내의 가스압력, 가스온도 및 피스톤 속도의 함수로 나타내도록 한다. 그러나 이렇게 표현된 총괄 열전달계수의 경험식은 실린더내의 가스압력을 측정하고 가스온도를 정확히 예측하여야 할 번거로움이 있으므로, 총괄 열전달계수의 경험식을 간단하게 피스톤속도만의 함수로 표현하여 그 타당성을 평가하고자 한다.

2. 실험장치 및 실험방법

2.1 실험장치

Fig.1은 실험장치의 개략도를 나타낸 것이다. 실험장치의 구성은 순간온도센서가 삽입된 기관 본체와 기관의 동력을 측정하기 위한 150마력의 흡수식 수동력계가 직결되어 있고, 연료공급계통, 흡배기계통, 터보과급장치와 실험에 필요한 부분의 압력과 온도를 측정할 수 있도록 마노메타와 열전대를 설치하였다. 또한 연소특성을 해석할 수 있는 연소해석장치(ONO SOKKI Co., CB386)를 사용하며, 이때 지압선도 채취를 위한 압력 변환기(Pressure Transducer; PT, KISTLER Co., 601A)를 4번 실린더의 실린더헤드에 삽입하였고, 지압선도는 사이클변동을 고려하여 100사이클에 대한 평균사이클을 해석의 대상으로 하며 연소 해석장치에 내장된 프로그램에 의해 해석되고 프린터로 출력된다.

본 실험에 사용한 기관은 1300cc 4실린더 수냉식 가솔린 기관으로, 주요 제원은 Table 1과 같으며 과급을 위하여 배기량 1000~1400cc의 가솔린 기관에 사용가능한 터보과급기(GARRET

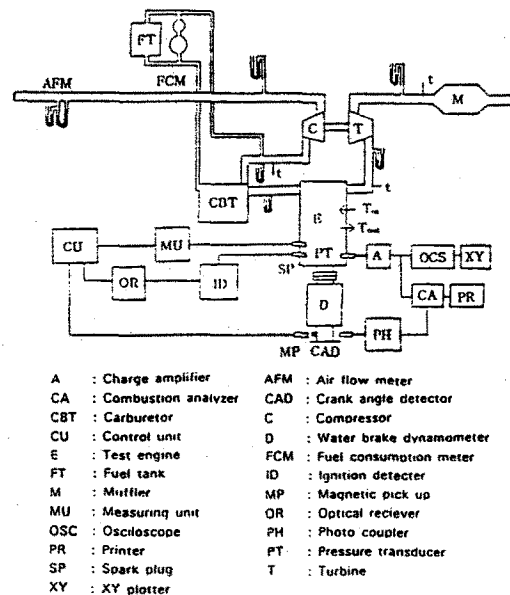


Fig.1 Schematic diagram of experimental apparatus

Co, T15)를 장착하였다. 터보과급기는 배기가스를 노즐로 유도하여 팽창시켜 정상류(Steady flow)를 터빈에 유입시키는 정압 터빈방식으로 그 제원은 Table 2와 같다.

Table 1 Specification of test engine

| | |
|---------------------|----------------------------------|
| Engine type | 4 stroke cycle overhead cam type |
| No. of cylinder | 4 cylinder |
| Cooling | Water cooling |
| Fuel supply system | Carburetor |
| Compression Ratio | NA 9.7 TC 7.8 |
| Bore×Stroke | 71.0×83.6 |
| Displacement volume | 1.323 litre |
| Length of con. rod | 136 |

Table 2 Specification of turbocharger

| | |
|---|---|
| Available range of engine displacement volume | 1.0~1.4litre for SI engine 1.3~1.6litre for diesel |
| Weight | 3.3Kg |
| Max. turbocharger speed | 230,000rpm |
| Max. Pressure ratio | 2.5 |
| Max. gas temperature | 1,010°C |
| Compressor diameter | 43mm |
| Turbine diameter | 42mm |
| Turcharger cooling | oil cooled type |

Fig.2는 연소실 벽표면온도를 계측하기 위한 순간온도 센서 형상의 개략도이다. 이 온도센서의 어댑터는 실린더헤드 재질과 거의 같은 열전도성을 갖는 알루미늄으로 하였으며 직경 4mm의 어댑터 중앙에 직경 1.2mm의 구멍을 뚫고 그 속에 직경 0.3mm의 크로멜과 알루미늄의 소선을 삽입하고 나머지 공간을 열경화성 세라믹 접착제로 밀폐시켰으며 고온부 접점(A junction)은 백금(Pt)을 100Å 두께로 증착시키고 그 윗면에 니켈 도금으로 10μm 피막을 입혔다.^{6,7)} 반면에 저온부 접점(B junction)은 연소실 벽표면에 4mm 깊이에 점용접하여 접점을 만들었다.

Fig.3은 순간온도 센서의 삽입위치를 나타낸다.

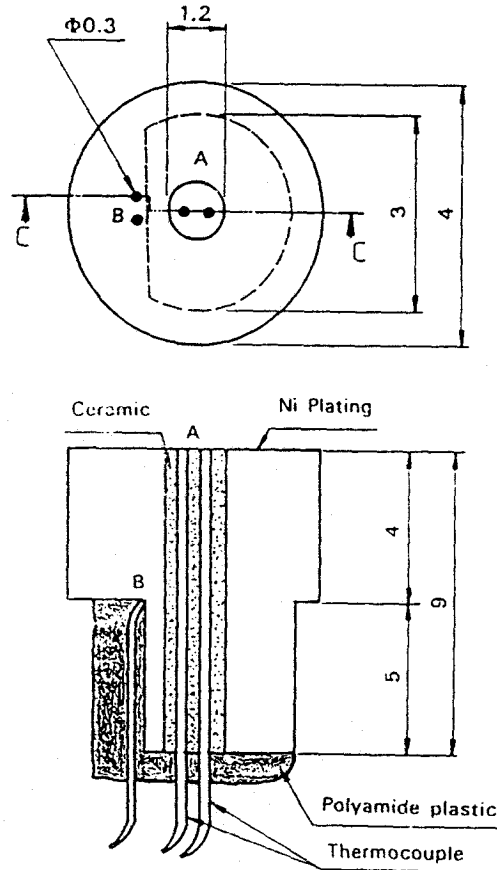


Fig.2 Instantaneous temperature sensor

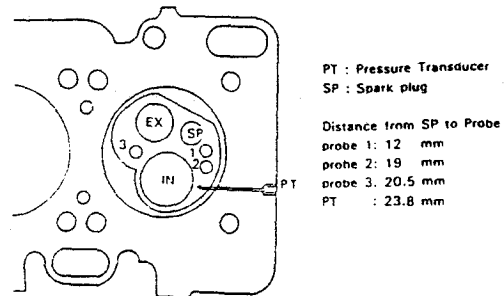


Fig.3 Inserted location of instantaneous temperature sensor and pressure transducer

그림에서와 같이 실험기관의 4번 실린더의 연소실 벽표면에 스파크 플러그의 위치로부터 1번 센서는 12mm, 2번 센서는 19mm 그리고 3번 센서는 20.5mm 떨어진 곳에 각각 삽입하였다.

2.2 실험방법

자연흡입 및 터보과급 스파크 점화기관의 냉각 손실을 측정하기 위하여 냉각 장치는 일정한 수두를 갖는 냉각수 탱크를 설치하여 개방식으로 하였다. 냉각 손실량은 냉각수의 입구 및 출구 온도의 측정치와 단위 시간당 유량으로 부터 산출한다. 또한 TC 기관의 냉각 손실을 NA 기관의 냉각 손실과 비교하기 위하여 NA 기관의 출력과 대등한 출력을 얻을 수 있도록 압축비를 NA 기관은 기관설계 압축비인 9.7로 하여 실험하며, TC 기관의 압축비는 7.8로 하였다.

한편 냉각 손실을 구하기 위한 기관 운전 조건은 다음과 같다. 공기연료비는 흡입공기 유도관에 설치한 오리피스 유량계(AFM, $\phi 25$ round type)로 공기유량을 측정하고, 뷰렛 유량계로 연료유량을 측정하여, 이들의 비로 공기연료비를 산출하며, 공기연료비는 15:1로 일정하게 유지하였다. 점화시기는 배전기에 점화진각장치를 설치하여 조정하고, 기관의 최대토크가 발생하는 최적점화시기로 조정하여 실험하였으며, 노크발생시에는 점화시기를 지연시켜 노크발생이 일어나지 않는 범위에서의 최적점화시기로 하였다. 또 기관회전수 변화는 동력계에 초기 하중을 가한 후 드로틀 밸브의 개도를 조절하여 기관회전수를 1000rpm으로 부터 2500rpm까지 단계적으로 변화시켰다.

3. 실험결과 및 검토

3.1 총괄 열전달계수를 구하는 방법

실린더내 연소가스로부터 냉각수유로의 냉각수까지 열전달 과정을 고려하면 Fig.4에 나타낸 것과 같다. 총괄 열전달계수는 가스 열전달계수, 연소실 벽체의 열전도계수 및 냉각수측 열전달계수의 함수이며 이들 사이의 관계는 식(1), (2)와 같다.

$$Q_c = U A_c (T_g - T_c) \quad (1)$$

$$\frac{1}{UA_c} = \frac{1}{h_g A_g} + \frac{1}{(k/\delta) A_c} + \frac{1}{h_w A_w} \quad (2)$$

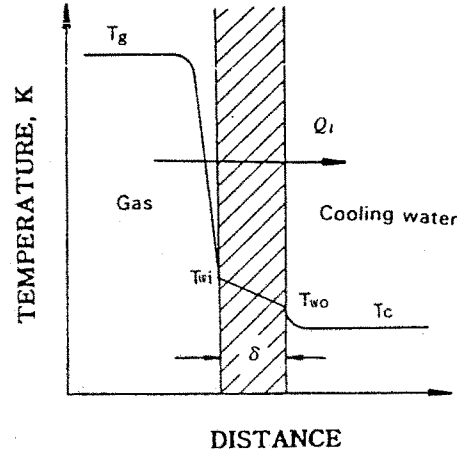


Fig.4 Schematic of temperature distribution and heat flow across the combustion chamber wall

단, 이 식에서 A_g 는 가스측 전열면적, A_w 는 냉각수측 전열면적이다. 따라서 총괄 열전달계수 (U)를 얻기 위해서는 가스 열전달계수 (h_g), 연소실 벽체의 열전도계수 (k) 및 냉각수측 열전달계수 (h_w)를 각각 구해야 한다. 한편 연소실 벽체의 열전달계수는 재질에 따라 일정한데 여기에서는 0.163 kJ/s m K 의 값을 사용한다.⁸⁾ 그리고 실험기관의 연소실 벽체두께 (δ)는 0.012m 이다.

3.1.1 가스 열전달계수를 구하는 방법

실험적인 가스 열전달계수는 $h_g = Q_c / A_g (T_g - T_{wi})$ 로서 구한다. Q_c 은 기관의 냉각수입구 및 출구온도와 냉각수 유량 측정으로 구하며, 연소가스 평균온도는 연소실을 하나의 열역학적인 시스템으로 가정하고 계산한다. 즉

① 혼합 가스는 C_8H_{18} 증기로서 이상기체라 간주한다.

② 혼합 가스온도는 연소실 공간 내에서 균일하다.

③ 사이클 중 열손실은 압축, 연소 및 팽창시에만 있다고 간주하고 연소가스 평균온도는 1사이클중 압력, 연소 및 팽창행정의 평균값으로 한다.

④ 기연가스는 연소 후 더욱 반응하지 않고 화학적 평형상태를 유지한다.

위 ③의 조건은 실제기관의 열손실이 연소, 팽창, 배기 및 브로우다운시에 전체 열손실의 약 96% 정도를 차지하고 있으므로 연소가스 평균 온도는 흡, 배기과정을 제외한 압축, 연소 및 팽창 기관에 대해서만 고려하여도 무방할 것이다.⁹⁾ 사이클 중 연소가스 평균온도(T_s)는 다음과 같다.

$$T_s = \frac{1}{t_0} \int_0^{t_0} T_s(\theta) dt \quad (3)$$

$$T_s(\theta) = P(\theta)V(\theta)/mR_m(\theta) \quad (4)$$

즉 연소가스 평균온도를 구하기 위해서 실린더 내의 연소가스 압력($P(\theta)$), 실린더 체적($V(\theta)$), 가스 정수($R_m(\theta)$) 및 혼합기의 질량(m)을 결정한다. 연소가스 압력은 연소실 내에 삽입된 압력 변환기로부터 채취된 지압선도에서 구하고, 실린더 체적은 크랭크 변위에 따라 달라지므로 식 (5)로 부터 구한다.

$$V(\theta) = V_c + \frac{\pi D^2}{4} \times r \left\{ 1 - \cos\theta + \frac{1}{4\lambda} (1 - \cos 2\theta) \right\} \quad (5)$$

그리고 가스정수 $R_m(\theta)$ 는 압축기간 동안에는 미연 혼합기의 가스정수가 일정하다고 가정하고, 연소기간 동안에는 질량 연소율에 따라 기연 및 미연 혼합기 질량을 고려하여 식 (6)으로 구한다.

$$R_{m(\theta)} = x(\theta)R_b + [1-x(\theta)]R_u \quad (6)$$

여기서 $x(\theta)$ 는 질량 연소율이며, R_b 및 R_u 는 기연 및 미연혼합기의 가스정수이다.

연소가스의 조성계산은 연소과정 전후의 연소가스 물성값을 정확히 계산하기 위하여 필요하다. 본 연구에서는 연소생성물을 화학종으로 10종으로 하고 평형 열역학을 이용하여 연소가스의 조성을 계산한다.¹⁰⁾

한편 연소실 벽표면온도(T_w)는 박막형 순간 온도 센서를 사용하여 측정된 순간온도 $T(x, t)$ 를

사이클당 평균온도로 하고, 측정점 갯수에 대한 평균값으로 하여 식(7)에 의해 결정한다.¹¹⁻¹³⁾

$$T_m = \frac{1}{\tau} \int_{t_0}^{\tau} \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N T(x, t) dt \quad (7)$$

$$T(x, t) = T_s(t) + \sum_{n=1}^N \{ A_n \cos(n\omega t) + B_n \sin(n\omega t) \} \quad (8)$$

여기서 $T_s(t)$ 는 한 주기 동안 평균값이며, A_n , B_n 을 Fourier 상수, ω 를 각속도, n 은 조화수(harmonic number)이고, N 은 측정점 갯수이다. 그리고 연소가스 쪽의 전열면적은 식(9)로 구한다.¹⁴⁾

$$A_g = \{ A_{chs} + (\pi D^2)/4 + \pi DS/2 \} Z \quad (9)$$

여기서 A_{chs} 는 실린더헤드의 표면적, D 는 실린더 보어, S 는 행정 및 Z 는 실린더 수이다.

3.1.2 냉각수측 열전달계수를 구하는 방법
실험적인 냉각수측 열전달계수는 식(10)으로 구한다.

$$h_w = \frac{Q_c}{A_w(T_{w0} - T_c)} \quad (10)$$

여기서 냉각 손실(Q_c)은 실험 기관의 냉각수 입 출구온도와 냉각수 유량으로부터 구하며, T_c 는 냉각수 설정온도이므로 기지의 값이다. 냉각수측 벽표면온도(T_{w0})는 벽체의 열전도식 $Q_c = k/\delta \times (T_{w0} - T_{w1})$ 로 구한다. δ , k , Q_c 및 T_{w1} 는 전술한 바와같이 구할 수 있으므로 T_{w0} 값을 결정할 수 있다. 냉각수측 전열면적 A_w 는 수냉식 기관에서 냉각수가 직접 닿는 실린더 헤드부의 연소실 바깥쪽과 실린더 라이너 바깥쪽 원통면이 되므로 연소실의 연소가스 전열면적 A_g 에 비해 약간 큰 값이라고 추정된다. 냉각수측 전열면적 A_w 는 식 (11)로 결정하였다.

$$A_w = \{ \pi D^2/4 + \pi DL \} Z \quad (11)$$

여기서 D 는 실린더 보어이고, L 은 냉각수 유

로의 특성길이, Z 는 실린더 수이다. 냉각수 유로의 특성길이 L 은 기관 행정의 약 0.8배에서 1.6배의 범위로 알려져 있는데, 본 연구에서는 $L=0.9S$ 로 가정하였다.¹⁵⁾ 따라서 냉각수측 전열면적 A_r 는 식 (9)의 연소가스 전열면적 A_g 보다 약 8%~9% 정도 크게 결정된다.

3.2 냉각 손실의 거동

Fig5는 기관회전수 변화에 대한 냉각 손실의 거동을 나타낸 것이다. 그림에서 보는바와 같이 기관회전수가 증가함에 따라 NA 및 TC 기관의 냉각 손실이 증가하고 있으며 고부하 운전범위에서 TC 기관의 냉각 손실이 크게 증가되고 있다. 고부하 운전영역에서 TC 기관의 냉각 손실량은 NA기관에 비하여 크게 증가하는 이유는 연소실에서 발생한 발열량이 출력 증대 뿐만아니라 연소실 벽체로의 열전달량이 증가했기 때문이라고 생각한다.

Fig6은 기관회전수 변화에 대한 기관출력당 냉각 손실을 나타낸 것이다. 단위출력당 냉각손실은 저속 운전영역에서 크게 나타나고 있으며, 이 운전영역에서의 냉각 손실량은 기관출력의 2 배 정도가 된다. 한편 기관회전수가 증가함에 따라 기관출력당 냉각 손실은 감소하며 고부하 운전영역에서의 NA 기관의 냉각 손실은 기관출력의 약 60%에 해당되고, TC기관의 냉각 손실은 기관출력의 약 80%에 해당된다. 그리고 TC 기관의 기관출력당 냉각손실은 NA 기관보다 증가 되고 있다.

3.3 연소실 벽표면온도와 연소가스온도

Fig7은 NA 기관 연소실 벽표면의 3개소에 설치한 순간온도센서로 부터 측정된 값으로 부터 식(8)에 의해 구해진 연소실 벽표면의 온도를 크랭크 각도 변화에 대하여 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 배기밸브 부근에 설치된 센서 3의 온도가 가장 높고 흡기밸브 부근에 설치된 센서 2의 온도가 가장 낮게 나타나고 있다.

Fig8은 TC 기관 연소실 벽표면의 온도를 나타낸 것이다. 각 센서에 대한 온도의 거동은 NA 기관과 비슷하게 나타나고 있으나 각 센서에서의

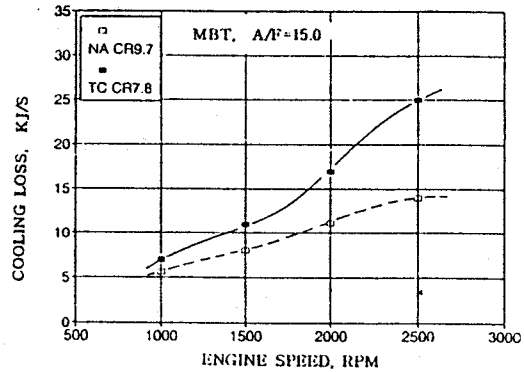


Fig.5 Effects of NA and TC engine speed on the cooling loss

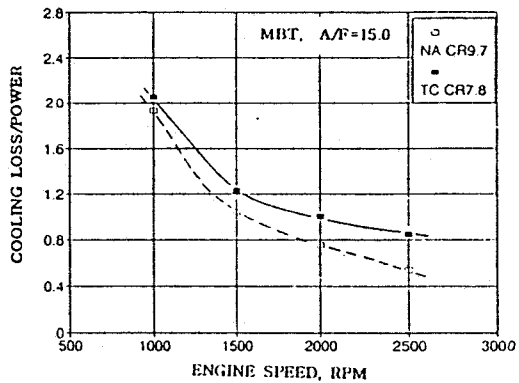


Fig.6 Effects of NA and TC engine speed on the cooling loss per engine power

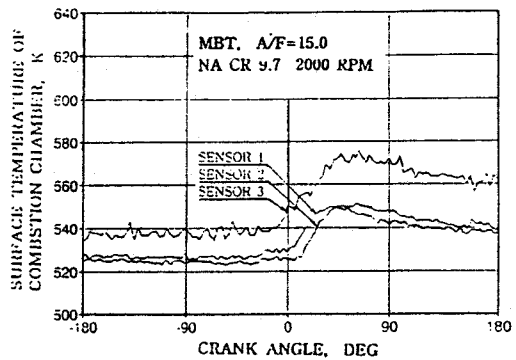


Fig.7 Surface temperatures of combustion chamber on 3 points of instantaneous temperature sensor in case of NA engine

온도차이는 TC 기관이 NA 기관의 경우보다 약 40K 정도 크다.

Fig.9는 기관회전수 변화에 대한 연소실 벽표면온도(T_w)를 NA 및 TC 기관에 대하여 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 기관회전수가 증가함에 따라 NA 및 TC기관 모두 고온부접점 및 저온부접점의 온도가 증가하고 있으며 저부하 운전 영역에 비하여 고부하 운전영역이 될수록 두 접점 사이의 온도차이가 크게 나타나고 있다. 또한 NA 기관의 경우에 비하여 TC 기관의 경우가 고온부접점 및 저온부접점 온도가 모두 큰 값으로 나타나고 있으며 두 접점 사이의 온도차가 크다는 것은 TC 기관이 NA기관보다 전열면으로 열전달이 훨씬 많이 일어나고 있음을 말해준다.

Fig.10은 식(4)에서 구한 연소가스 온도($T_g(\theta)$)를 NA 및 TC기관에 대하여 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 TC기관이 NA기관에 비하여 연소가스 온도가 높게 나타나고 있으며, 최고 온도점이 나타나는 위치는 TC기관이 상사점에 가깝게 나타나고 있다.

Fig.11은 식(3)에서 구한 NA 및 TC기관의 연소가스의 평균온도(T_g) 변화를 기관회전수 변화에 대하여 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 기관회전수 증가에 따라 연소가스의 평균온도는 증가하고 있으며 TC기관의 연소가스 평균온도는 NA기관의 경우보다 평균 120K 정도 높게 나타나고 있고 전체적으로 TC기관이 NA기관의 경우보다 연소가스 평균온도는 약 10% 정도 높게 나타나고 있다.

Fig.12는 NA 및 TC기관의 기관회전수 변화에 대한 연소가스의 평균온도와 연소실 벽표면의 온도 차이를 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 기관회전수가 증가할 수록 이들의 온도차이는 증가하고 있으며, 특히 고부하 운전 영역에서 이 온도 차이가 더욱 커진다.

3.4 냉각수측 벽면온도

Fig.13은 기관회전수 변화에 대한 냉각수측 벽면온도 변화를 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 기관회전수가 증가함에 따라 냉각수측 벽면온도는 증가하고 있으며, TC기관의 경우가

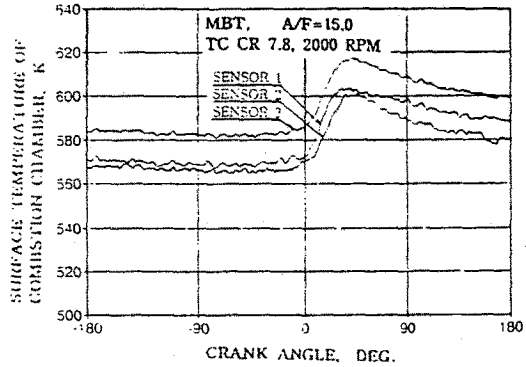


Fig.8 Surface temperatures of combustion chamber on 3 points of instantaneous temperature sensor in case of TC engine

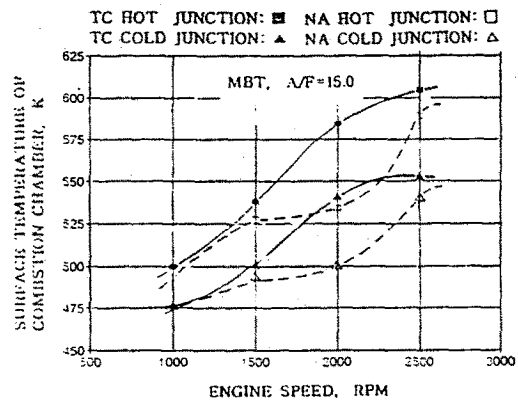


Fig.9 Effects of NA and TC engine speed on the surface temperature on combustion chamber(T_w)

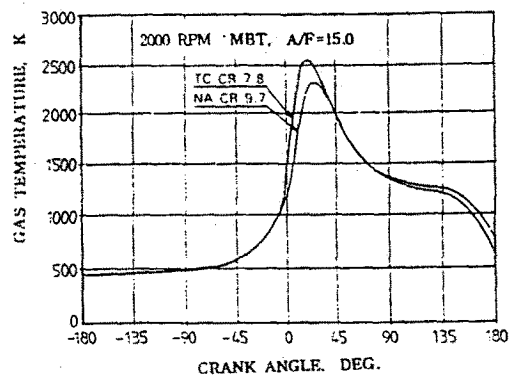


Fig.10 Gas temperature($T_g(\theta)$) as a function of crank angle in NA and TC engine

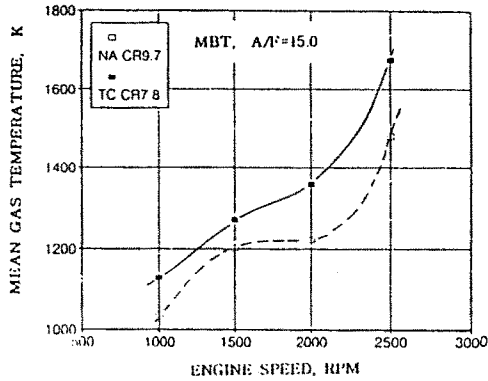


Fig.11 Effects of NA and TC engine speed on the mean gas temperature(T_g)

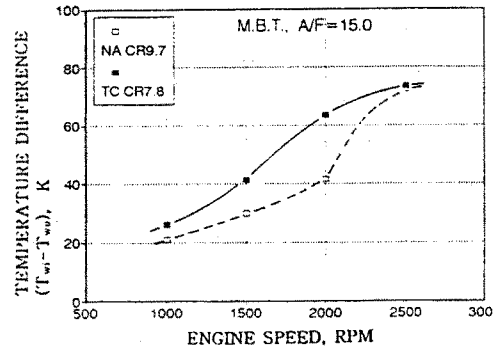


Fig.14 Effects of NA and TC engine speed on the temperature difference(ΔT_{wall}) between T_{wi} and T_{wo}

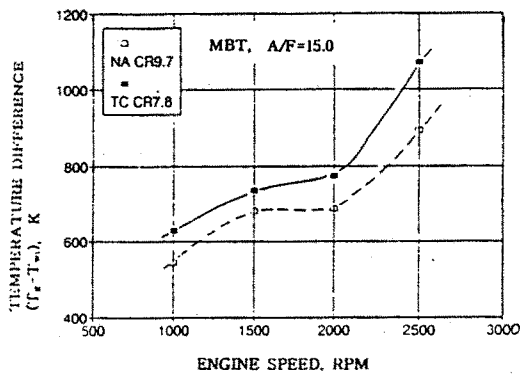


Fig.12 Effects of NA and TC engine speed on the temperature difference(ΔT_{gw}) between T_g and T_{wi} .

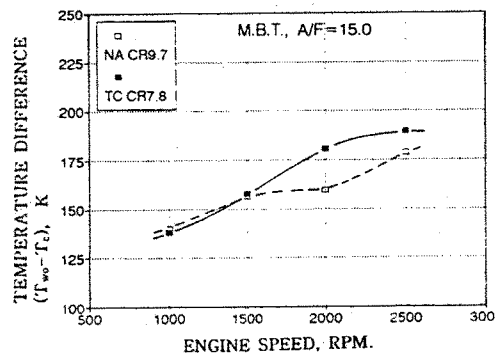


Fig.15 Effects of NA and TC engine speed on the temperature difference(ΔT_{wo}) between T_{wo} and T_c

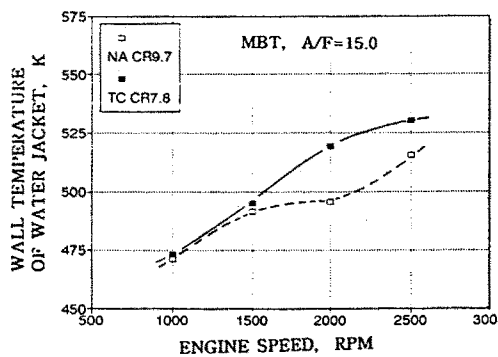


Fig.13 Effects of NA and TC engine speed on the wall temperature of water jacket (T_{wi})

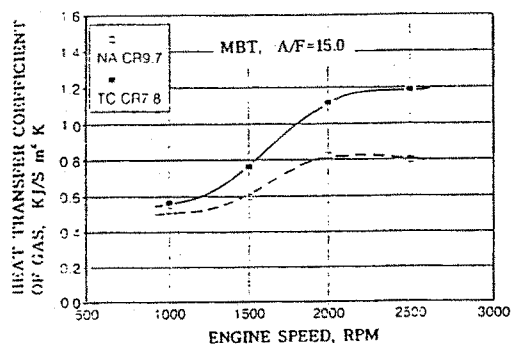


Fig.16 Effects of NA and TC engine speed on the heat transfer coefficient of gas(h_g)

NA보다 약간 높게 나타나고 있다.

Fig.14는 기관회전수 변화에 대한 연소실 벽표면온도와 냉각수측 벽면온도차를 나타낸 것이다. 기관회전수가 증가함에 따라 이 온도차는 증가하며 TC기관의 경우가 NA기관보다 이 온도차는 크게 나타나고 있고 고부하 운전영역에서 이들 온도차는 더욱 크게 나타나고 있다.

Fig.15는 기관회전수 변화에 대한 냉각수측 벽면온도와 냉각수 설정온도와의 온도차를 나타낸 것이다. 기관회전수가 증가함에 따라 이 온도차는 증가하고 있으며 TC기관의 경우가 NA기관보다 평균 10K 정도 높게 나타나고 있다.

3.5 총괄 열전달계수 경험식의 결정

3.5.1 총괄 열전달계수의 거동

Fig.16은 전절에서 냉각 손실, 연소가스 온도, 연소실 벽표면온도 및 연소가스측의 전열면적등으로 구한 가스 열전달계수를 기관회전수 변화에 대하여 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 기관회전수가 증가함에 따라 가스 열전달계수는 증가하고 있으며 TC기관이 NA기관보다 더 크게 나타나고 있다. 또한 기관회전수가 증가할수록 TC기관과 NA기관의 가스 열전달계수의 차는 더욱 크게 나타난다. 기관회전수가 증가됨에 따라 가스 열전달계수가 증가하는 원인은 기관회전수가 증가됨에 따라 가스 운동이 증대되기 때문일 것이다.

Fig.17은 기관 회전수 변화에 대한 냉각수측 열전달계수를 나타낸 것이다. 기관회전수가 증가함에 따라 냉각수측 열전달계수는 증가하고 있으며, TC기관의 냉각수측 열전달계수의 증가가 NA기관보다 더 크게 나타나고 있다. 냉각수측 열전달계수는 냉각수측 벽면온도와 냉각수 유동속도 및 냉각수 설정온도의 함수이므로 냉각수 설정온도를 TC기관이나 NA기관에서 동일하게 유지하는 경우, NA기관에 비하여 TC기관의 냉각수측 벽면온도가 높기 때문에 냉각수 유량이 증가되어 냉각수 유동속도는 TC기관이 크게 될 것이며, 따라서 냉각수측 열전달계수는 TC기관이 NA기관보다 높게 될 것이다. Fig.18은 기관회전수 변화에 대한 단위시간당 냉각수 유량을 나타낸

것이다. NA기관의 경우보다 TC기관의 경우가 냉각수 유량이 크게 나타나며 이것의 경향은 Fig. 15에 나타낸 냉각 손실의 경향과 일치된다.

Fig.19는 기관회전수 변화에 대한 총괄 열전달계수의 거동을 나타낸 것이다. 기관회전수가 증가함에 따라 총괄 열전달계수는 증가하고 있으며 이것의 증가하는 경향은 Fig.16에 나타낸 가스 열전달계수가 변화하는 경향과 정성적으로 유사하게 나타나고 있고, 정량적으로도 같은 차수(order)를 가지는 것을 알 수 있다.¹⁶⁾

Fig.20은 가스 열전달계수, 냉각수측 열전달계수 및 연소실 벽체의 재질에 따른 열전도계수가 총괄 열전달계수에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 각 인자가 총괄 열전달계수에 영향을 주는 비율은 가스 열전달계수가 NA기관이나 TC기관 모두 기관회전수에 관계없이 평균 78%이며, 냉각수측 열전달계수는 18%, 열전도계수가 총괄 열전달계수에 미치는 영향은 4% 정도이다. 이것으로 보아 기관 총괄 열전달계수는 가스 열전달계수에 가장 크게 지배되고 있는 것을 알 수 있다.

3.5.2 총괄 열전달계수 경험식의 확립

총괄 열전달 계수 U 는 식(2)로 나타낼 수 있지만 U 를 구하기 위해서는 가스 열전달계수, 냉각수측 열전달계수 및 연소실 벽체의 재질에 따른 열전도 계수 등을 알아야 하므로 총괄 열전달계수를 가장 중요한 하나의 인자로 나타낼 수 있다면 더욱 편리할 것이다. 전 절에서 밝힌바와 같이 총괄 열전달계수를 지배하는 인자중에서 가장 중요한 인자는 가스 열전달계수(h_g)이므로, $U=f(h_g)$ 로 가정한다. 따라서 총괄 열전달계수 경험식을 확립하기 위해서는 먼저 가스 열전달계수의 경험식이 확립되어야 한다. 가스쪽의 강제대류 열전달에 관한 이론을 적용하면 식(12)와 같다.^{17~20)}

$$N_u = f(R_e, P_r) \quad (12)$$

윗식을 이용하여 가스 열전달계수가 실린더내의 가스압력, 연소가스 온도 및 피스톤 속도로 표현되는 경험식을 확립할 수 있다. 즉 동작유체에 대한 R_e 수(= VD_p/μ)의 특성 속도 V 는 가

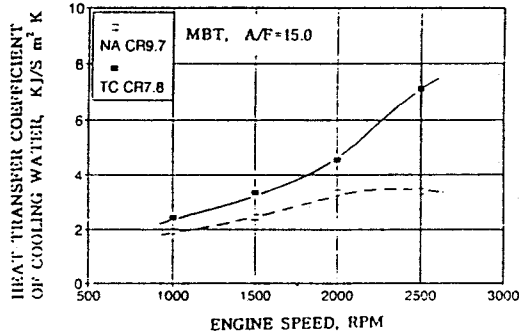


Fig.17 Effects of NA and TC engine speed on the heat transfer coefficient of cooling water(h_w)

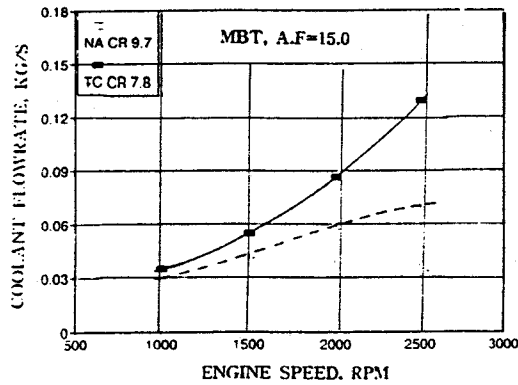


Fig.18 Effects of NA and TC engine speed on the coolant flowrate

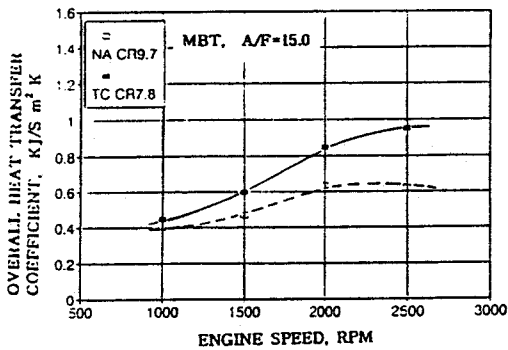


Fig.19 Effects of NA and TC engine speed on the Overall heat transfer coefficient(U)

스의 유동 속도를 대표하는 피스톤 평균속도(V_p)로 하고, D 는 특성길이로서 상수처리한다. 그리고 밀도 ρ 는 상태방정식의 압력과 온도의 함수관계가 있으므로 압력과 온도를 각각 독립변수로 하며, P_i 수도 온도의 함수관계가 있으므로 이들을 정리하면 가스 열전달계수는 식(13)으로 나타낼 수 있다.

$$h_g(\theta) = k_g P(\theta)^a T(\theta)^b \bar{V}_p^c \quad (13)$$

따라서 전 절에서 실험으로 구해진 가스 열전달계수, 연소가스 압력과 온도 및 기관회전수에 대한 피스톤 평균속도 등을 사용하여 다중 회귀 분석법을 이용하여 식(13)의 계수 및 지수 등을 결정하면, 식(14)와 같이 가스 열전달계수 경험식을 나타낼 수 있다.

$$h_g(\theta) = 3.9 \times 10^{-4} \times P(\theta)^{0.46} T(\theta)^{0.902} \bar{V}_p^{0.144} \quad (14)$$

Fig.21은 식(14)의 가스 열전달계수 경험식의 타당성을 알아보기 위하여 실험으로 구해진 가스 열전달계수의 값과 식(14)의 가스 열전달계수 경험식에 의한 값을 피스톤속도 변화에 대하여 나타낸 것이다.

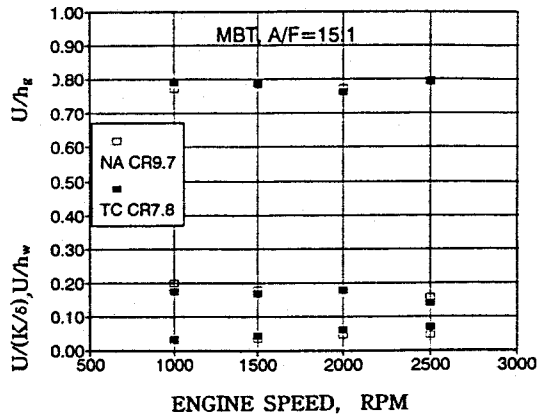


Fig.20 Comparison of overall heat transfer coefficient per gas heat transfer coefficient (U/h_g), coolant heat transfer coefficient (U/h_w), heat conductivity($U/(k/\delta)$) on the NA and TC engine speed.

그림에서 보는 바와 같이 전운전 범위에서의 오차는 약 3% 정도 이므로 위와 같이 결정된 가스 열전달계수 경험식은 그 적용상 별무리가 없는 것으로 판단된다.

따라서 총괄 열전달계수는 가스 열전달계수의 78% 만큼 지배를 받고 있으므로 확립하기가 힘든 총괄 열전달계수 경험식을 가스 열전달계수의 형태와 유사하게 식(15)로 결정될 수 있다.

$$U(\theta) = 0.78 \times 3.9 \times 10^{-4} \times P(\theta)^{0.46} T(\theta)^{0.902} V_p^{0.144} \quad (15)$$

따라서 평균 총괄 열전달계수 경험식은 식(16)으로 된다.

$$\bar{U} \frac{1}{t} \int_0^t U(\theta) dt \quad (16)$$

Fig.22는 식(16)으로 확립된 기관회전수 변화에 대한 평균 총괄 열전달계수와 Fig.19의 실험으로 구해진 총괄 열전달계수를 비교하여 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 이들 두개의 총괄 열전달계수는 정성적으로나 정량적으로 거의 차이가 없음을 알 수 있다.

그러나 아직도 식(16)을 이용하여 총괄 열전달계수를 구한다해도 연소가스 압력을 측정해야 하고 연소가스 온도의 값들을 결정해야 하는 번거로움이 앞서므로 이들 관계를 좀 더 간략하게 정리될 수 있는 방법이 있다면 더욱 편리할 것이다. 그러므로 연소가스 평균압력(P_{me})과 연소가스의 평균온도(T_{me})가 피스톤 평균속도와 $P_{me} = a \bar{V}_p^d$ 및 $T_{me} = c \bar{V}_p^e$ 의 지수함수 관계가 있는 것을 이용하여 식(17)과 같이 총괄 열전달계수 경험식의 최종식을 결정할 수 있다.

$$\bar{U} = 0.1049(1 + \bar{V}_p)^{1.0316} \quad (17)$$

따라서 냉각 손실 Q_c 은 식(18)로 나타낼 수 있다.

$$Q_c = \bar{U} A_r (T_g - T_c) \quad (18)$$

3.5.3 경험식에 대한 평가

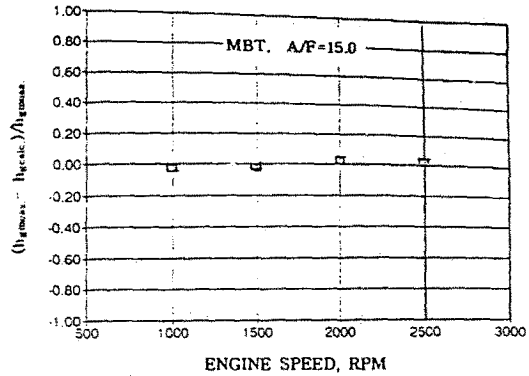


Fig.21 Comparison of accuracy for the calculated heat transfer coefficient of gas on the TC engine speed

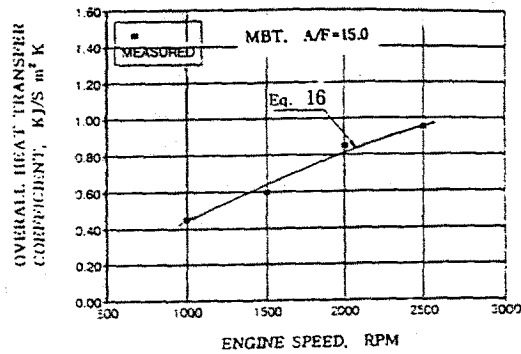


Fig.22 Comparison of overall heat transfer coefficient between measured and calculated value of Eq. 16 on the TC engine speed

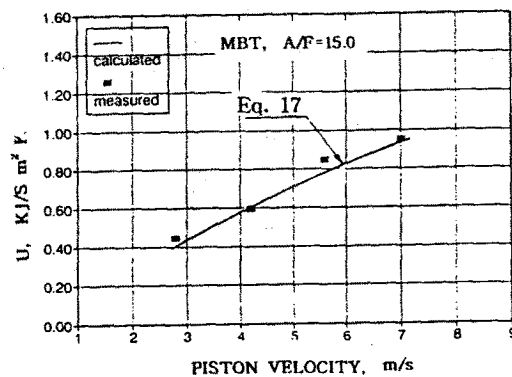


Fig.23 Comparison of overall heat transfer coefficient between measured and calculated value of Eq. 17 on the piston velocity in TC engine

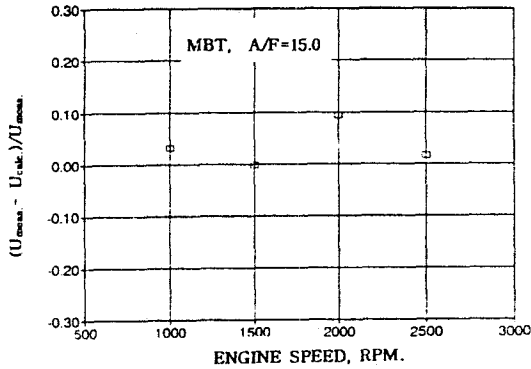


Fig.24 Comparison of Accuracy for the calculated overall heat transfer coefficient on the TC engine speed

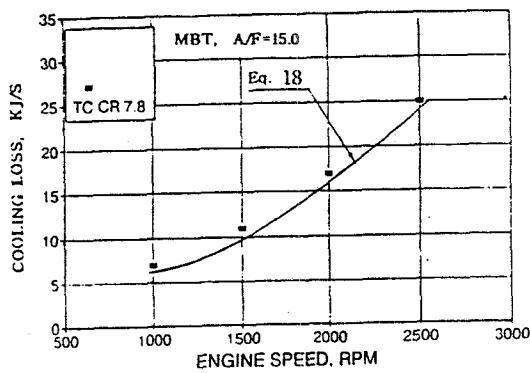


Fig.25 Comparison of cooling loss between measured and Calculated value Eq.18 on the TC engine speed

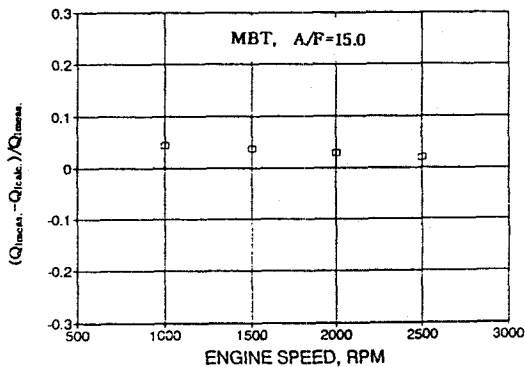


Fig.26 Comparison of accuracy for the calculated cooling loss on the TC engine speed

Fig.23은 TC기관에 대하여 최종적으로 피스톤 평균속도의 향으로 나타낸 식(17)의 총괄 열전달계수 경험식과 Fig.19의 실험으로 결정된 총괄 열전달계수를 비교하여 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 정성적인 경향은 거의 일치하고 있으며 정량적으로도 Fig.24에서 보는 바와 같이 평균 약 5% 정도의 차이를 나타내고 있으므로 최종적으로 결정된 총괄 열전달계수 경험식은 실용성이 있는 것으로 평가된다.

Fig.25와 Fig.26은 기관회전수 변화에 대한 냉각 손실 및 그 정확도를 알아보기 위해 식(18)의 총괄 열전달계수 경험식을 사용한 값과 실험에 의해 측정된 값을 비교하여 나타낸 것이다.

총괄 열전달계수 경험식으로 결정된 냉각 손실과 실험으로 측정된 냉각 손실은 정성적인 경향이 잘 일치하고 있으며 평균 5% 정도의 차이를 나타내고 있다. 이러한 차이는 여러가지 열역학적인 상태량 결정에 있어서의 복합적인 원인이 있는 것으로 생각되지만 연소가스 압력으로부터 구한 연소가스온도, 연소실벽표면온도 및 전열면적들이 모두 평균값들로 하였기 때문에 이들의 계산과정에서 생긴 오차들이 주요 원인이 된 것으로 생각된다.

이렇게 확립된 총괄 열전달계수 경험식은 연소실 벽체의 두께나 냉각수통로의 형상들이 복잡한 형태로 각 기관마다 다르게 되어져 있기 때문에 확립된 총괄 열전달계수 경험식은 모든 기관에 적용된다고 할수는 없을 것이다. 그러나 본 실험기관과 유사한 배기량을 가지는 기관에 대해서는 실린더 보어나 냉각수 유로의 특성 길이 등이 본 연구에서 가정한 설계변수들과 비슷하므로 본 연구에서 얻어진 경험식은 상당히 유용할 것으로 사료되며, 다수의 실험 기관에 대한 추후 계속적인 연구가 요구된다.

4. 결 론

이상과 같이 엔진 실린더부에서의 냉각 손실을 예측하기 위한 총괄 열전달계수 경험식을 제시하고 이를 실험적으로 검증하여 다음과 같이 결론을 얻었다.

- 1) 자연흡입(NA)기관과 터보과급(TC)기관의 기관회전수 변화에 대한 냉각 손실에 대한 실험을 수행한 결과, 터보과급 SI기관의 냉각 손실량이 자연 흡입기관에 비해 크다는 것을 알 수 있었고 단위출력당 냉각 손실도 TC기관이 크게 나타나고 있음을 알았다. 또한 연소실 내 벽면의 순간온도를 측정하였으며, 연소가스 온도와 냉각수측 벽면 온도를 추정하여 가스 열전달계수와 냉각수측 열전달계수를 추정할 수 있었다. 이 결과로부터 가스 열전달계수가 총괄 열전달계수를 가장 크게 지배하고 있음을 알 수 있었다.
- 2) 1)의 결과로 부터 기관 방열기의 열부하인 냉각 손실 결정을 위한 총괄 열전달계수 경험식도 연소가스 압력과 온도 및 피스톤 평균속도의 함수로, $U(\theta) = K_p P(\theta) T(\theta)^a V_p^b$ 의 형태로 유도할 수 있었고, 실험 결과를 이용하여 경험상수 값들을 $K_p = 0.78 \times 3.9 \times 10^{-4}$, $a = 0.46$, $b = 0.903$ 및 $c = 0.144$ 로 결정할 수 있었다. 이보다 더 간편한 총괄 열전달계수 경험식을 기관 피스톤 평균속도의 함수만으로 $U = a(1 + \bar{V}_p)^b$ 의 형태로 얻을 수 있었고, 이 식에 실험값을 각각 대입한 결과 $a = 0.1049$, $b = 1.0318$ 을 얻었다.
- 3) 2)의 총괄 열전달계수 경험식으로 구한 계수값과 실험으로 결정된 총괄 열전달계수값을 정량적으로 비교하여 본 결과 약 5% 정도 오차범위 내에서 비교적 좋은 일치를 보이고 있으므로 실제 기관 냉각시스템 설계에 있어서 방열기의 열부하를 추정하는데 상당히 도움이 될 것으로 생각된다.

참 고 문 헌

1. 이성열, 이종태, 이내현, 유병열, "터보과급 가솔린 엔진 성능 및 최적조건 정립에 관한 연구", 성균관대학교 연구보고서, pp.1-29, 1991. 12.
2. 星滿, 加藤虎, 中山 正大, "自動車 エンジンの熱管理 入門(5)", 内燃機關, Vol.17, No.205, pp. 65-74, 1978.
3. 星滿, "自動車 エンジンの 放出熱量の 検討", 自動車技術, Vol.43, No.8, 1989.
4. C.N. Kurland, "Computer program for engine cooling radiator selection", SAE 710209, pp.1-9, 1971.
5. F.G. Tenkel, "Computer simulation of automotive cooling system", SAE 740087, pp.3-11, 1974.
6. Shoich Furuham, Yoshiteru Enomoto, "Heat Transfer into combustion wall of internal combustion Engine", pp.147-156, 1987.
7. Yoshiteru Enomoto, "Heat Transfer into Ceramic Combustion Wall of internal Combustion Engines", SAE 870153, pp.1353-1362, 1987.
8. B.V.Karlekar, R.M.Desmond, "Heat transfer", west.pub.co., pp.768-769, 1982.
9. 山岸 蟻一, 星滿, "4サイクル 水冷 ガソリン 機関 放熱量に 對した 研究(第2報)", 内燃機關, 12巻, 9號, pp.11-21, 1973.
10. J.H. Harker, D.A. Allen, "The Calculation of the Temperature and Composition of Flame Gases", Journal of the Institute of Fuel, pp.183-187, 1969.
11. A.C. Alkidas, "Heat Transfer Characteristics of a Spark Ignition Engine", Journal of Heat Transfer, Vol.102, pp.189-193, May, 1980.
12. A.C. Alkidas, J.P. Myers, "Transient Heat Flux Measurements in the Combustion Chamber of a Spark-Ignition Engine", Journal of Heat Transfer, Vol.104, pp.62-67, February, 1982.
13. Gunter F. Hohenberg, "Advanced Approches for Heat Transfer Calculations.", SAE 790825, pp.2788-2806, 1980.
14. J.B. Heywood, "Internal combustion engine fundamentals", McGraw Hil Book Co., pp.43-44, 1984.
15. 長尾不二夫, "内燃機關", 上巻
16. Giichi Yamagishi, Mitsuru Hoshi, "A Study on the heat dissipation of the four stroke water cooled gasoline engine", Vol.12, No.141, pp.21-23, 1973.

17. B.S. Samaga, "Assessment of a Heat Transfer Formulation for Reciprocating Combustion Engines", Indian Journal of Technology, Vol.13, pp.484-487, November, 1975.
18. G.Woschni, J.Fieger, "Determination of Local Heat Transfer Coefficients at the Piston of a High Speed Diesel Engine by Evaluation of Measured Temperature Distribution", SAE 790834, pp.2807-2815, 1980.
19. Gunter F. Hohenberg, "Advanced Approaches for Heat Transfer Calculations", SAE 790825, pp.2790-2804, 1979.
20. 日本 機械 學會, "傳熱工學資料", pp.298-345, 1975.