

〈논 문〉 SAE NO. 97370055

## 자동차 엔진 방열기의 냉각 성능 및 방열 면적 예측에 관한 연구

### A Study on the Prediction for the Performance and the Size of the Vehicle Radiator

박 찬 국\*, 이 종 범\*\*, 엄 호 룡\*\*\*, 정 우 인\*\*\*  
C. G. Park, J. B. Lee, H. R. Eom, W. I. Chung

#### ABSTRACT

To maintain the reasonable temperature in the engine is very important to keep the steady combustion state of engine and to prevent increasing of lubricant consumption, deteriorating of lubricant, shortening of the life time of engine and decreasing of material strength.

The method of energy balance for devided elements of radiator is considered to analyse the performance of radiator. The data of engine test and vehicle cooling tunnel test are applied to program for calculation of radiator outlet temperature, and this result is compared with outlet temperature of vehicle cooling tunnel test.

As a result, the radiator outlet temperature by numerical analysis agrees well with that by experiment. It is concluded that this simulation program is available in developing the cooling system for a new car.

주요기술용어 : Steady Combution State(정상연소상태), Lubricant Consumption(윤활유소모), Deteriorating of Lubricant(윤활유 변질), Shortening of Life Time(수명 단축), Decreasing of Material Strength(재료 강도 저하)

#### 1. 서 론

자동차가 운행하고 있을 때 엔진 온도를 적절한 상태로 유지하는 것은 정상연소상태의 유지뿐

만 아니라 엔진 윤활유의 소모량 증가 및 변질, 엔진수명단축, 재료의 강도변형 등을 방지하기 위하여 매우 중요한 문제이다. 이에따라 엔진 냉각계에 대한 요구 성능은 더욱 증대하고 있으며 방열기의 방열 성능의 향상 및 개선의 필요성이 요구되고 있다. 엔진의 냉각장치에 대한 이론적 해석에는 관련요소의 다양성과 각 요소의 복잡한 기하학적 구조로 인해 모든 요소에 대한 분석적

\* 정회원, 전남대학교 공과대학 기계공학과  
\*\* 정회원, 교통안전공단  
\*\*\* 정회원, 아시아 자동차(주)

계산에는 많은 어려움이 있기 때문에 실험 데이터를 토대로한 여러가지 상관식과 병행하는 방법이 있다.

본 연구에서는 방열기(Radiator)에 대해 에너지 평형식을 이용하여 수치해석을 시행하고 다른 요소에 대해서는 실험 상관식을 활용하여 냉각성능 예측 수치해석 프로그램을 개발하여서 새로운 자동차의 냉각장치 설계시 활용할 수 있는 방안을 제시하였다.

## 2. 방열 성능의 분석 방향 및 수치해석

### 2.1 방열기 설계 기본 방향

Fig.1은 자동차 냉각장치의 열 평형에 대한 개요를 나타낸 것으로서 냉각성능에 영향을 미치는 요소들은 열을 발생시키는 발열체 즉, 엔진, 변속기 오일 냉각기(T/M Oil Cooler)와 차량 냉방용 응축기(Condenser) 등이 있으며, 열을 대기중으로 방출시키는 방열체로 방열기가 있다. 그리고 이들 사이에서 열을 전달하는 매체는 냉각공기와 냉각수이며 방열기에서 전열되는 열량,  $Q_R$ 은

$$Q_R = U \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (1)$$

으로 나타낸다. 위식에서  $U$ 는 열전달 계수,  $A$ 는 방열기의 전열 면적,  $\Delta T_m$ 은 냉각수와 냉각공

기간의 평균 온도차이다.

방열기에서의 방열량  $Q_R$ 은 엔진의 소요 방열량  $Q_w$ 와 같으며  $Q_R$ 이 결정되어 있을 때에 방열기의 면적  $A$ 는

$$A = \frac{Q_w}{U \cdot \Delta T_m} \quad (2)$$

으로 결정된다. 여기서  $U$ ,  $\Delta T_m$ ,  $A$ 는 냉각수 유속  $v_w$ 와 냉각공기 유속  $v_a$ 의 함수로 나타난다.

본 연구에서는 방열기에서의 전열 현상을 해석하는데에 요구되는 엔진의 방열량, 냉각수 및 냉각공기 등의 속도를 직접 실험을 통해 기준값을 설정하여 사용하였으며 방열기 열전달 과정은 에너지 평형식을 이용하여 수치해석을 하였다. 그리고 엔진 오일 냉각기, 자동 변속기 오일 냉각기, 인터 쿨러(Inter Cooler)등에서 방열되는 열량을 방열기의 냉각수로 냉각시키는데 이에 대한 자세한 해석은 고려하지 않고 단순히 방열기 출구 냉각수 온도를 높이는 역할을 하는 것으로 취급하였다. 식 (2)에서 먼저 방열기 면적  $A$ 와 방열량  $Q_w$ 를 실험에 사용된 차량의 값으로 고정시킨 상태에서 열전달계수  $U$ 와  $\Delta T_m$ 을 연계시켜 방열기 방열량  $Q_R$ 을 구하고  $Q_R$ 이 엔진 소요 방열량  $Q_w$ 와 일치할 때의 방열기 냉각수 출구온도에 대하여 계산 결과와 실험 결과를 비교하므로써 수치해석 프로그램의 정확성을 검증하고 다음에  $\Delta T_m$ 을 고정시킨 후에 방열기 면적  $A$ 를  $U$ 와 연계시켜  $Q_R$ 과  $Q_w$ 가 일치할 때  $A$ 를 결정하였다.

### 2.2 방열기의 열전달에 대한 수치해석

방열기와 같은 열교환기의 방열성능을 예측하는 방법에는 열전달 계수  $U$ 와 총 전열면적  $A$ 를 알고 있는 경우에 열교환기의 열교환량을 구하는 방법으로 LMTD 방법<sup>1)</sup>과  $\epsilon$ -NTU 방법<sup>2)</sup>이 많이 적용되고 있다. 그러나 기존의 LMTD 방법이나  $\epsilon$ -NTU 방법은 작동유체의 비열과 같은 물성치의 변화에 따른 영향을 고려할 수 없고 열교환기 전체에 걸쳐서 대류 열전달 계수가 일정하다는 가정을 사용한다. 이에 비해서 열교환기를 요소로 분할하고 각 요소에 대해 질량 보존식 및

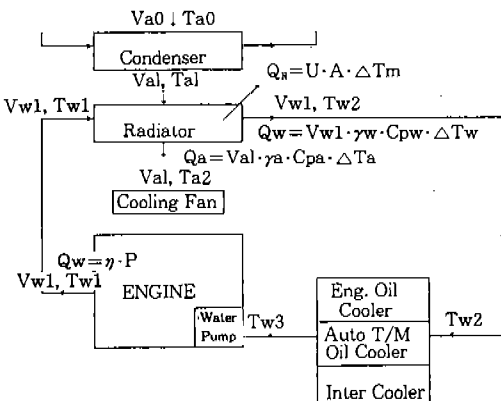


Fig.1 Schematic Diagram of the Vehicle Cooling System

에너지 평형식을 구하여 열교환기를 해석하는 방법은 국소적인 물성치의 변화나 열전달 계수의 변화를 고려할 수 있고 더욱 자동차 방열기의 경우 냉각공기가 자동차 방열기 그릴 및 에어컨 응축기를 통과한 후의 불균일한 속도 분포 및 온도 분포의 영향을 고려할 수 있어 보다 정확한 계산 결과가 기대된다. 본 연구에서는 방열기의 폭 방향에 대해서는 열전달 특성이 동일하다고 가정하고 두께 및 높이 방향으로는 2차원으로 해석한다.

2.2.1 질량보존식

방열기를 요소로 분할한 제어체적에 대해 질량 보존식을 적용하면 각 계산점에서 핀과 평행한 방향의 질량유량  $\dot{m}_a$ 를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} & \{ \dot{m}_a(i+1, j) - \dot{m}_a(i, j) \} dAe \quad (3) \\ & = \{ \dot{m}_a(i, j+1) - \dot{m}_a(i, j) \} dAn \end{aligned}$$

식 (3)으로부터

$$\begin{aligned} \dot{m}_a(i+1, j) = & \quad (4) \\ \frac{\dot{m}_a(i, j)}{\delta Ae} + \frac{\{ \dot{m}_a(i, j+1) - \dot{m}_a(i, j) \} dAn}{\delta Ae} \end{aligned}$$

루버를 통한 공기의 질량유량  $\dot{m}_a$ 는 제어체적 상류측에서의 질량유량  $\dot{m}_a$ 의 성분값을 갖는다고 가정하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{m}_a(i, j+1) = & [ [K(i, j), 0] \dot{m}_a(i, j) \\ & [ -K(i, j), 0] \dot{m}_a(i, j+1) ] \times \cos\theta_s \sin\theta_s \frac{dAn}{dAe} \quad (5) \end{aligned}$$

여기서  $K(i, j)$ 는 루버 방향에 따라 결정되는 상수로 양의  $j$ 방향에 대해서는 +1이 음의 방향에 대해서는 -1이 저장되어 질량유량  $\dot{m}_a$ 의 방향을 결정하게 된다.

2.2.2 에너지 평형식

자동차용 방열기의 경우 고온의 냉각수는 열교환기에 서로 혼합되지 않으나 냉각공기는 루버를

통해 서로 혼합되므로 냉각수에 대해서는 비 혼합 모델을 냉각공기에 대해서는 혼합모델을 사용하여 임의의 요소( $i, j$ )에서 냉각수 및 냉각공기에 대한 에너지 평형식을 구한다.

- 1) 냉각수에 대한 에너지 평형식  
냉각수에서 공기로의 손실된 열량은

$$\begin{aligned} \delta Q(i, j-1) = & \\ & - \frac{\dot{m}_w A_w}{N_i} [ C_{p_w}(i, j-1) \cdot T_w(i, j-1) \\ & - C_{p_w}(i, j) \cdot T_w(i, j) ] \quad (6) \end{aligned}$$

와 같이 쓸 수 있으며, 이것을 열전달 계수를 이용하면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\delta Q(i, j-1) = \frac{U(i, j-1) A_{tot}}{N_i N_j (\overline{T}_w - \overline{T}_a)} \quad (7)$$

- $A_w$  : 방열기 전체면적에 대한 냉각 통로의 전열면적,
  - $A_{tot}$  : 방열기 전체의 총 전열면적
  - $\overline{T}_w$  : 냉각수의 제어체적에서의 평균온도,
  - $\overline{T}_a$  : 냉각공기의 제어체적에서의 평균온도
- 식 (6)과 식 (7)로부터 냉각수의 온도는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} T_w(i, j-1) = & \frac{C_{p_w}(i, j)}{C_{p_w}(i, j-1)} \cdot T_w(i, j) \quad (8) \\ & - \frac{U(i, j-1) A_{tot} (\overline{T}_w - \overline{T}_a)}{\dot{m}_w A_w N_i C_{p_w}(i, j-1)} \end{aligned}$$

$U$ : 제어체적에서의 열전달 계수

- 2) 냉각공기에 대한 에너지 평형식  
루버의 방향을 고려한 제어체적에 대한 에너지 평형식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\int_{\delta A} \dot{m}_a \cdot C_{p_a} \cdot T_a \cdot dA = \delta Q \quad (9)$$

$$\dot{E}e + \dot{E}n = \dot{E}w + \dot{E}s + \delta Q \quad (10)$$

$$\dot{E}e = \dot{m}_{ai}(i+1, j) \cdot C_{pa}(i+1, j) \cdot T_a(i+1, j) \cdot \delta Ae \quad (11)$$

$$\dot{E}w = \dot{m}_{ai}(i, j) \cdot C_{pa}(i, j) \cdot T_a(i, j) \cdot \delta Ae \quad (12)$$

$$\dot{E}n = \{ [K(i, j), 0] \dot{m}_{ai}(i, j+1) \cdot C_{pa}(i, j) \cdot T_a(i, j) + [K(i, j), 0] \dot{m}_{ai}(i, j+1) \cdot C_{pa}(i, j+1) \cdot T_a(i, j+1) \} \cdot \delta An \quad (13)$$

$$\dot{E}s = \{ [K(i, j), 0] \dot{m}_{ai}(i, j) \cdot C_{pa}(i, j-1) \cdot T_a(i, j-1) \} + \{ [K(i, j), 0] \dot{m}_{ai}(i, j) \cdot C_{pa}(i, j) \cdot T_a(i, j) \} \cdot \delta An \quad (14)$$

제어 체적에서 나가는 공기의 온도는 식 (10)으로부터

$$\dot{E}e = \dot{E}w + \dot{E}s - \dot{E}n + \delta Q \quad (15)$$

식 (11)로부터

$$T_a(i+1, j) = \frac{\dot{E}e}{\dot{m}_{ai}(i+1, j) \cdot C_{pa}(i+1, j) \cdot \delta Ae} \quad (16)$$

식 (15)와 식 (16)으로부터

$$T_a(i+1, j) = \frac{\dot{E}w + \dot{E}s - \dot{E}n + \delta Q}{\dot{m}_{ai}(i+1, j) \cdot C_{pa}(i+1, j) \cdot \delta Ae} \quad (17)$$

각 계산 격자점에서 냉각수 및 냉각공기의 온도는 방열기의 입구온도가 주어지면 식 (8)과 식 (17)를 이용하여 전진대입(Forward Substitution)에 의해 구해진다.

### 2.2.3 열전달 계수

자동차용 방열기의 방열성능을 해석하는 과정에서 수관 벽면 및 냉각핀을 통하여 전달되는 열유량에 대한 계산이 필요하며 이것은 열전달 계수를 결정하므로써 쉽게 계산할 수 있다. 대부분 수관에 파형핀이 부착되어 있는 형태로 되어 있으며 루버가 있게 된다. 그러나 열전달 계수를

이론적으로 계산하는데 있어서 루버의 영향을 고려하기가 곤란하므로 평판핀으로 단순화시키고 핀 양쪽 수관의 온도차가 크지 않다는 가정하에 핀의 중앙단면이 단열된 것으로 가정하고 해석한다. 단순화된 수관과 핀의 형상이 Fig.2에 나타나 있으며 냉각수로부터 냉각공기로의 열전달은 전기회로 상사에 의해 간단히 구할 수 있다.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_a \eta_f} + \frac{1}{h_w \phi} + \frac{\delta_f}{K_f \phi} + R_f \quad (18)$$

$h_w$  : 냉각수측의 대류 열전달 계수

$h_a$  : 냉각공기의 대류 열전달 계수

$K_f$  : 수관의 열전도 계수

$\delta_f$  : 수관의 두께

$R_f$  : Fouling Factor

위에서  $\eta_f$ 는 면적 가중치를 고려한 핀의 효율을 말하며

$$\eta_f = (1 - \phi) \eta_f + \phi \quad (19)$$

으로 나타내고, 여기서  $\eta_f$ 는 단순핀의 효율로서 끝단 즉, 핀의 중앙면이 단열되어 있는 경우 핀의 효율은 다음과 같다.

$$\eta_f = \frac{\tanh(mL)}{mL}, \quad m = \sqrt{\frac{2h_a}{K_f t_f}} \quad (20)$$

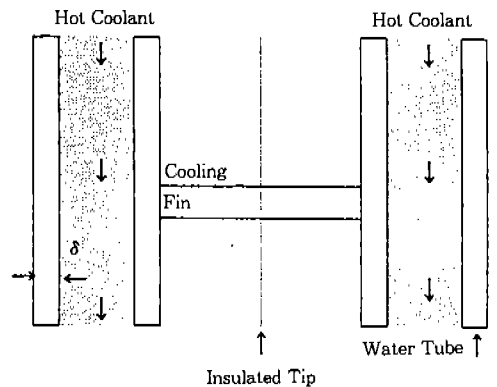


Fig.2 Simplified Model of Water Tube and Fin Geometry

- $L$  : 핀 높이
- $K_f$  : 핀 열전도 계수
- $t_f$  : 핀 두께

또한,  $\phi$ 는 전체 전열 면적에 대한 수관부 전열 면적의 비로 다음과 같다.

$$\phi = \frac{A_f}{A_{tot}}$$

- $A_f$  : 수관의 전열면적
- $A_{tot}$  : 방열기의 전체 전열면적

2.2.4 대류 열전달 계수 상관식

1) 공기측 열전달 계수

방열기는 공기통로의 길이가 짧기 때문에 냉각 공기가 열적으로나 수력학적으로 완전히 발달되지 못한 층류 유동으로 취급될 수 있다. Davenport<sup>15)</sup>등은 루버핀형 방열기에 대해 여러가지 형상 요소들을 변화시키면서, 열전달량에 관한 실험을 반복하여 방열기의 공기측 열전달계수에 대해 다음과 같은 실험식을 제안하고 있다.

$$h_a = 6.84K_a \left\{ P_\ell^{-0.42} H_\ell^{0.33} \left( \frac{L_\ell}{B} \right)^{1.1} B^{0.26} \left( \frac{P_\ell}{D_a} \right)^{0.56} \right\} P_r^{1/3} Re_{D_a}^{0.58} \quad (21)$$

그런데, 채널 입구영역의 층류 유동에 대해 Shah와 London<sup>16)</sup>은 대류 열전달 계수가 냉각공기의 속도의 1/2승에 비례함을 보였고 이에따라 대류 열전달 계수를 다음과 같이 수정하여 제시하고 있다.

$$h_a = \frac{7.23K_a}{\nu^{0.08}} \left\{ P_\ell^{-0.42} H_\ell^{0.33} \left( \frac{L_\ell}{B} \right)^{1.1} B^{0.26} D_a^{-0.5} \right\} P_r^{1/3} Re_{D_a}^{0.5} \quad (22)$$

2) 냉각수측의 열전달 계수

수관의 길이가 수력직경에 비해 매우 길어서 수관내의 유동은 천이영역에 들어 완전히 발달된 난류 유동으로 취급될 수 있다. 난류 유동의 경

우 수관내의 열전달은 상대적으로 벽 근처 층류 저층에서의 온도구배에 의해 주로 지배되고 온도구배는 수관 단면 전체의 대부분에서 층류 유동에 비해 상대적으로 평평하다.

따라서 수관둘레의 표면온도가 균일하면, 표면의 열전달율은 수관의 단면형상의 변화에 따른 영향이 크지 않으므로 원관에 대한 관계식을 원관이 아닌 수관에 대해서도 경험식을 적용할 수 있다.

원관 난류 유동에 대해  $L/D$ 의 값이 60 이상이면 관내의 유동은 완전히 발달된 유동으로 간주할 수 있으며, 관내의 완전히 발달된 유동에 대한 열전달 계수에 대해서도 다음과 같은 Dittus-Boelter<sup>17)</sup>의 상관식을 주로 사용하고 있다.

$$h_w = 0.023 Re_{D_w}^{0.6} Pr^{0.3} \left( \frac{K_w}{D_w} \right) \quad (23)$$

3. 실험

3.1 실험 방법

실험을 엔진 성능 실험과 차량 냉각터널 실험으로 구분하여 시행하였다.

Fig.3은 엔진 성능 실험장치의 개요도로서 실험에 사용된 엔진은 실제 차량 상태에서의 실험치로 적용되어야 하므로 실제 차량에 장착된 엔진과 동일한 기종으로 선택하여 실험에 사용하였다. 그리고 엔진 냉각방법은

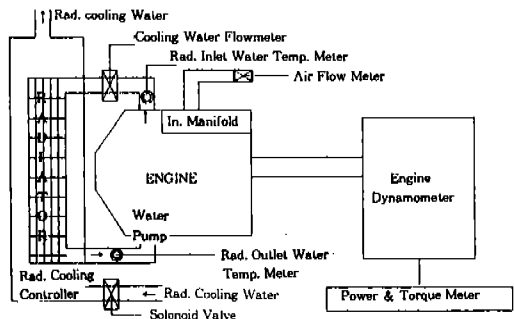


Fig.3 Schematic Diagram of Experimental Equipment

실제 차량 상태와 비슷하게 구성하기 위하여 방열기를 그대로 사용하여 별도의 냉각수에 의한 냉각 시스템을 형성하였다.

실험은 KS R 0071 GROSS의 조건에 준하여 100%의 부하율 즉, Full-Throttle 개도 상태로 엔진 회전수 2,500RPM에서와 3,800RPM에서 엔진의 성능시험을 하였고 방열기 입구에서 냉각수 유량과 방열기 입·출구에서 냉각수 온도를 측정하였다.

Fig.4는 차량 냉각 터널 실험장치의 개요도로서 실험을 위한 주요 주변장치로 차량이 주행할 때 차량 속도에 따라 풍속이 자동으로 제어될 수 있는 시스템으로 구성되어진 송풍기가 차량 전면에 설치되었으며 차량바퀴에 사시동력계를 설치하였다.

차량이 실제 주행할 때와 동일한 주행풍을 형성하기위해 전면에 설치되어 있는 송풍기는

차량의 속도에 비례하여 송풍하도록 제어되었다. 전 부하상태에서 엔진 회전수 2,500rpm과 3,800rpm에서 변속기어를 변속하여 차량속도 별로 방열기 입·출구온도, 차량 부하율, 구동력 및 차량속도 등을 측정하였으며 방열기 전면에서 공기의 풍속과 온도를 측정하였다.

### 3.2 실험 결과 및 고찰

#### 3.2.1 엔진 방열량

엔진에서 냉각수를 통해 방출되는 열량은 엔진의 구조 특히 실린더 헤드의 배기부, 냉각수 자켓의 형태에 따라 큰 변화를 보이며 엔진의 부하와 회전수의 함수로 나타난다.

일반적으로 방출 열량과 출력과의 관계는 실험적으로 결정되는데 그 관계식은

$$Q_w = \eta P \tag{24}$$

와 같이 나타낼 수 있으며 여기서, P는 엔진의 출력이다.

Fig.5와 Fig.6은 Emmental과 Hucho<sup>3)</sup>가 제시한 예를 나타내고 있으며 Fig.5에서 엔진 회전수에 따른  $Q_w/P$ 의 변화를 알 수 있으며 60~80% 정도의 값을 보이고 있고 자동차의 출력에 따라서는 90% 이상의 값을 나타낸다. 이 값은 전 부하일 때의 결과이고 Fig.6에서는 부하가 변화할때  $Q_w/P$ 의 변화를 보이고 있으며 부하가 적을 때는  $Q_w$ 는 오히려 P보다 크게 나타나고 있음을 볼 수 있으며 여기서도 자동차의 출력에 따

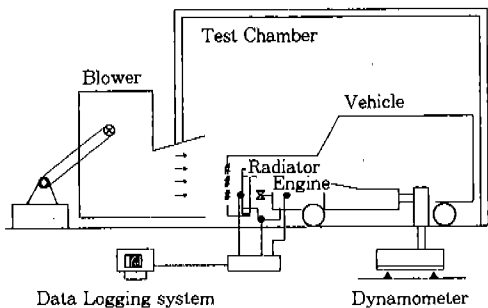


Fig.4 Schematic Diagram of Cooling Test Chamber

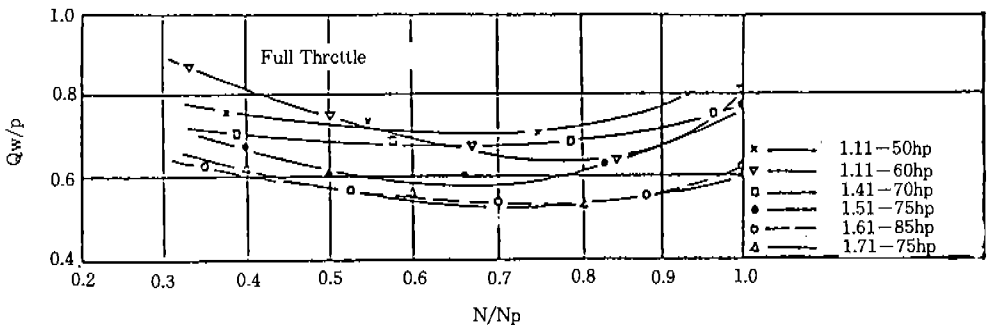


Fig.5 Heat Rejection for Various Engines at Full Load

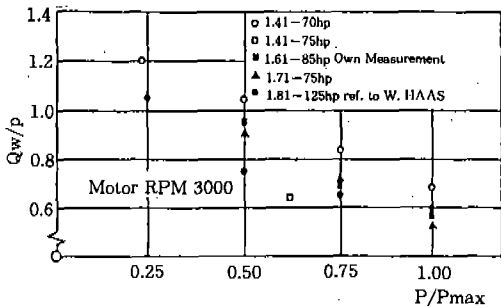


Fig.6 Heat Rejection for Various Engines at Part Load

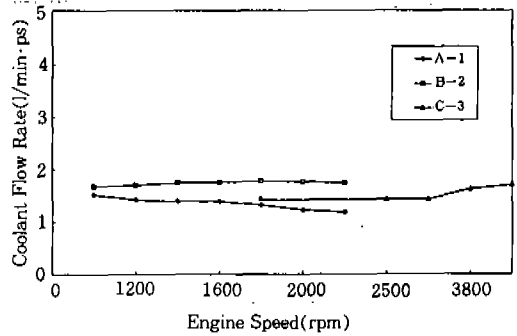


Fig.8 Coolant Flow Rate for Various Engines

도차 즉, 방열기의 입·출구의 온도차가 정하여져 순환량이 유도된다. 이 순환량에 대해 실험을 통해 Akio kakinuma<sup>4)</sup>는 엔진 출력 0.74Kw 당 1.5 l/min 이상을 권장하고 있으며, 자동차 핸드 북<sup>13)</sup>에 의하면 엔진 출력 마력당 1~2 l/min를 추천하고 있다.

Fig.8은 현재 적용되고 있는 엔진의 실험으로부터 얻은 자료를 그래프로 도시한 것으로서 엔진 출력 마력당 냉각수 유량을 나타낸 것이다. 위의 자료들에서 제시한 값들과 잘 일치하고 있으며 1.5 l/min 범위를 나타내고 있다.

### 3.2.3 냉각공기 유량

냉각공기 유량은 일반적으로 유체기계 및 자동차 시스템의 특성 곡선에서 결정하고 있으나, 본 연구에서는 방열기 입구에서 냉각공기 유속을 측정하여서 방열기 수치해석 입력 자료로 적용하여 냉각공기 유량을 계산하였으며, 방열기 사양 및 응축기 사용 유·무에 따라 실험을 시행하였다.

Fig.9는 엔진 회전수 3,800rpm에서 실험 종류별 즉, 방열기 사양을 변경하면서 또는 에어컨의 가동 여부 및 에어컨 응축기 부착여부 그리고 방열기 핀 피치 및 방열기 두께를 변경하여 실험한 결과를 나타낸 것이다. 이는 차량속도( $v_0$ )에 대한 방열기 전면 풍속( $v_s$ ) 비율이 각 방열기의 공기 저항 즉, 압력 강하에 따라 약간의 차이를 나타내며 응축기가 부착되었을 때에는 공기 저항이 증가하므로 유입 풍속 비율이 약간 낮아지나, 응축기가 설치되어 있지 않을 때와도 큰 차이는 보이지 않았다.

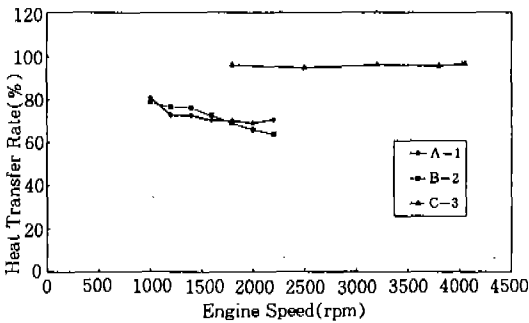


Fig.7 Heat Rejection for Various Engines

라서  $Q_w/P$ 는 큰 차이를 나타내고 있다.

Fig.7은 현재 적용되고 있는 엔진들에 대해 전 부하 상태에서 실험한 결과로 냉각수에 의한 엔진 방출 열량을 엔진 출력에 대한 비율( $Q_w/P$ )로 나타낸 것이다. 엔진 A-1과 B-2는 출력이 각 310마력과 210마력의 대형 엔진이고 C-3엔진은 출력이 65마력의 소형 엔진이다. 엔진으로부터 냉각수를 통해 방출되는 열량은 Fig.7에서 도시한 바와 같이 엔진 최대 회전수에서 고출력 대형 엔진의 경우 엔진 출력의 60~80% 정도의 값을 보이며 저 출력 소형 엔진의 경우에는 90% 이상의 값을 나타내는데 이는 Emmmental과 Hucho<sup>3)</sup>가 제시한 자료와 비슷한 결과이다.

### 3.2.2 냉각수 유량

냉각수의 순환량의 값은 방열기 설계상 중요한 요점의 하나로서 엔진 방열량의 값이 정하여지고 엔진 냉각수 자켓(Water Jacket) 입·출구의 온

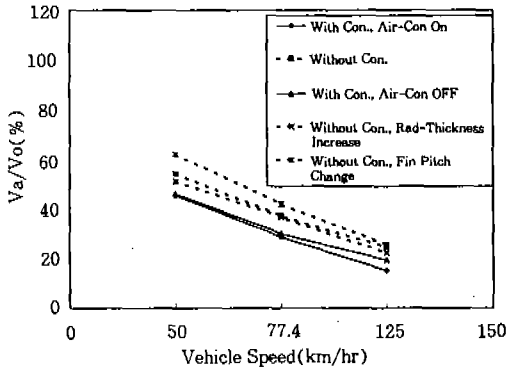


Fig.9 Air Face Velocity-Vehicle Speed Rate at 3,800 rpm

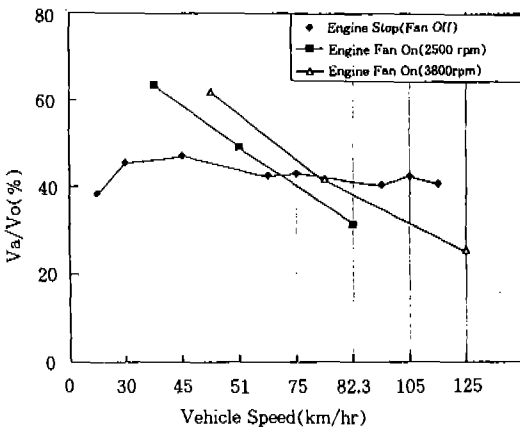


Fig.10 Air Face Velocity-Vehicle Speed Rate

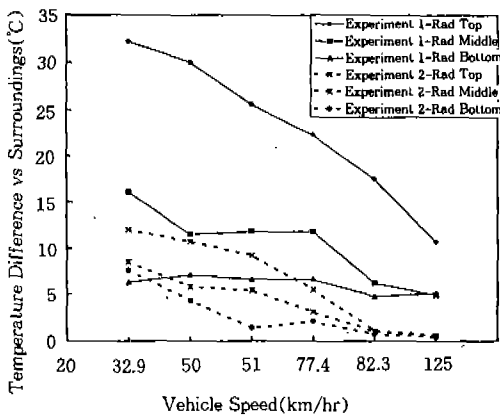


Fig.11 The Variation of Inlet Air Temperature on the Front of Radiator

Fig.10은 차량 정지상태 즉, 냉각팬을 작동시키지 않은 상태에서 주행풍( $v_o$ )에 대한 방열기 전면풍속( $v_a$ ) 비율을 실험한 결과와 냉각팬을 작동시켜서 실험한 결과를 비교 도시한 것이다.

그 결과를 살펴보면 냉각팬이 가동되지 않을 때에는 전면풍속 비율이 차량 주행속도인 주행풍의 약 40~45%의 범위를 나타낸다. 그리고 냉각팬이 엔진 회전수에 비례하여 가동될 때 주행속도가 50~70km/hr이하인 경우에는 방열기 전면에서 냉각팬에 의한 공기 유입량이 증가하나 주행속도가 50~70km/hr이상인 경우에는 냉각팬이 공기 유입량을 오히려 방해하는 요인으로 작용하여 유입량이 감소한다.

따라서, 방열기 전면풍속에 영향을 미치는 주요인은 차량속도, 엔진 냉각팬, 방열기 형상 및 엔진 룸 등이며 차량의 전반적인 주행속도에서 전면 풍속은 5~7m/s정도가 되는 것을 알 수 있다.

### 3.2.4 응축기 방열량의 영향

Fig.11은 응축기를 방열기 전면에 증첩되게 설치하여 냉방장치를 가동시킨 경우와 응축기를 설치하지 않은 경우에 있어서 방열기 입구 공기 온도를 실험에서 측정하여 방열기 위치에 따라 주위 온도와의 편차량을 나타낸 것이다. 그 결과를 살펴보면 주위 온도에 대한 방열기 입구 냉각 공기 온도가 실험1은 냉방장치를 가동시킨 결과로서 많은 차이를 보여주고 있으며, 실험2는 응축기를 장착하지 않고 측정하였는데 그 차이가 약간 있으며 또한 차량 속도가 낮을수록 차가 더 많고 차량 속도가 증가할수록 그 차가 적어짐을 알 수 있는데 이는 차량 속도가 낮을수록 방열기의 열대류에 의한 영향으로 판단된다. 따라서 방열기 입구 냉각공기 온도 자료를 방열기 상·하 방향에 따라 실험 별로 구분하여 수치해석 입력 자료로 적용시켜야 할 것이다.

## 4. 실험 결과 및 수치 해석 결과의 비교

Table 1은 실험에 사용된 방열기의 방열 면적을 고정시키고 엔진 소요 방열량은 실험으로부터 얻은 결과를 수치해석에 적용시켜  $\Delta T_m$  즉, 방열



Table 1 Comparison Between Results of Simulation and Test

Gear Position		2nd		3rd		5th	
		2,500rpm	3,800rpm	2,500rpm	3,800rpm	2,500rpm	3,800rpm
Test I	Test Data	79.5	90.3	80.9	89.2	90.4	97.3
	Simulation Data	80.2	91.2	80.7	90.3	90.0	97.7
Test II	Test Data	75.4	98.1	78.5	95.0	71.8	86.2
	Simulation Data	78.4	95.2	78.4	93.0	74.1	85.7
Test III	Test Data	74.5	95.2	78.2	94.5	74.1	92.9
	Simulation Data	75.0	93.5	76.3	95.2	75.1	93.7
Test IV	Test Data	75.3	87.8	73.0	81.8	74.4	75.3
	Simulation Data	74.4	86.9	73.1	81.1	72.4	76.6
Test V	Test Data	93.3	104.7	92.2	102.5	85.8	99.6
	Simulation Data	92.6	104.9	91.2	101.9	87.3	98.8

Table 2 Comparison Between Results of Simulation and Sizes of Applied Radiator for Vehicle

Vehicle Types		D-1	D-2	D-3
Engine Power(Ps)		60	164	340
Actual Rad. Size	W×H×T(mm)	555×350×27	644×580×49	706×670×83
	Area(mm <sup>2</sup> ) A <sub>1</sub>	194250	373520	473020
Simulation Rad. Size	W×H×T(mm)	581×360×27	652×541×49	753×626×83
	Area(mm <sup>2</sup> ) A <sub>2</sub>	209160	352732	471378
Error((A <sub>2</sub> -A <sub>1</sub> )/A <sub>1</sub> )(%)		+7.7	-5.6	-0.3

기 냉각수 출구온도를 계산한 결과와 실험 결과를 비교한 도표이다. 실험 I에서 실험 V까지는 응축기 부착여부, 차량 냉방장치 사용 여부 및 방열기의 사양에 따라 실험한 것을 구분하여 나타냈다. 그리고 실험 엔진의 최대 토오크에서의 엔진 회전수 2,500rpm에서와 최대 출력의 엔진 회전수 3,800rpm에서 차량 변속기어를 각 2단, 3단, 5단으로 변속 실험한 것을 나타냈다. 수치 해석은 실험을 통해 구한 엔진 방열량, 냉각수 유량, 방열기 전면 풍속에 대한 자료들을 적용시켰으며 또한, 방열기 입구 냉각수 온도는 방열기 상·하 방향에 따라 구분하여 적용시켰다.

여기서 보이는 바와 같이 방열기 출구 냉각수 온도의 실험치와 수치해석 계산치의 편차는 ±3℃ 이내에 들고 있어 비교적 잘 일치하고 있다. 따라서 본 연구에서 제시한 수치해석 프로그램은

방열기 설계에 적용 가능한 것으로 판단된다.

Table 2는 이와같은 프로그램을 이용하여  $\Delta T_m$  을 고정하고 새로운 방열기 면적을 결정하여 그 결과 실제 방열기의 면적과 비교한 도표이다. 이때에 냉각장치에 관련된 각 요소에 대해서는 실험을 통해 정립된 실험 관계식 즉, 엔진 방열량은 엔진 최대 출력의 65%, 냉각수 유량은 엔진 최대출력 마력당 1.5 l/min, 방열기 전면 풍속은 5m/sec를 적용시켰다. 그리고 방열기 냉각수 입구 온도는 90℃로 고정시켰으며 출구 온도와의 차는 7℃이내로 하였다.

이는 실제 적용되고 있는 세 종류의 자동차에 대한 결과로 +7.7%에서 -0.3%까지 비교적 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

따라서 본 연구에서 제시한 실험 관계식과 수치해석 프로그램을 새로운 자동차의 냉각장치 설

계시 적용할 수 있으며, 엔진 방열량 및 냉각공기 유량 예측 수치해석 프로그램을 개발하여 연계시키면 그 정확도를 높일 수 있을 것이다. 따라서 실험에 소요되는 비용과 시간을 줄일 수 있는 효과가 기대된다.

## 5. 결 론

본 연구에서는 차량 냉각장치의 열교환기인 방열기를 각 요소로 분할하여 에너지 평형 방정식을 이용하여 해석하므로써 방열기 설계에 적용할 수 있는 수치해석 프로그램을 개발하였으며, 실험과 수치해석 결과로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 엔진의 방열량은 대형 엔진의 경우 엔진 출력의 60~80% 정도의 값을 보이며 소형 엔진의 경우는 90% 정도의 값을 나타낸다.
- 2) 냉각수 유량은 문헌<sup>3,13)</sup>에서는 마력당 1~2 l/min를 제시하고 있으나 실험 결과 마력당 1.5 l/min 정도이다.
- 3) 자동차의 냉각팬을 작동시키지 않은 상태에서는 차량 주행풍에 의한 공기 유입량은 자동차 주행속도의 40~45% 범위에서 유입되고, 냉각팬을 작동시킨 상태에서 50km/hr 이하의 저속 주행시는 냉각팬에 의한 공기 유입량이 증가되나 70km/hr 이상의 고속 주행시는 냉각팬이 오히려 저항으로 작용되어 공기 유입량이 감소된다. 이에 따라 자동차의 전반적인 주행속도 범위 30~120km/h에서 방열기 입구의 냉각공기 유입속도는 5~7m/s정도 나타낸다.
- 4) 차량냉방장치를 가동시킨 경우에는 방열기로 유입되는 냉각공기의 온도가 주위의 온도와 방열기 상·하 방향에 있어서 많은 차이를 보이며 방열기 냉각성능에 많은 영향을 준다.
- 5) 본 연구의 에너지 평형식을 적용한 수치해석 프로그램은 실험 결과의 방열기 냉각수 출구온도 결과치와 수치해석 결과치가 거의 일치하고 있어 새로운 자동차의 냉각장치 설계시 적용할 수 있음을 보여준다.

- 6) 엔진 방열량 및 냉각공기유량 예측 수치해석 프로그램을 개발하여 본 프로그램과 연계시키면 정확도를 더욱 높일 수 있을 것이다.

## 후 기

이 논문은 1995년도 전남대학교 자동차 연구소 공모 과제 연구비에 의하여 연구되었으며 아시아 자동차(주)의 협력으로 수행되었기에 아시아 자동차 관련 부서와 관계 당국에 깊은 감사를 드립니다.

## 참 고 문 헌

1. Frank G. Tenkel, "Computer Simulation of Automotive Cooling System", SAE 870713, 1987.
2. 정중수, 이춘식, "자동차용 라디에타의 방열 성능 설계에 관한 연구(I) 방열성능의 해석", 자동차공학회지 Vol.11, No. 5, 1989.
3. K. D. Emmenthal and W. H. Hucho, "A Rational Approach to Automotive Radiator Systems Design", SAE 740088, 1974.
4. Akio Kakinuma, "Trends in Engine Cooling System", JSAE Review Vol. 7, No. 1, 1985.
5. 박경석, 신진석, 이경우, "자동차용 기관의 냉각수 온도 조절 최적화에 관한 연구(I)", SAE 923705, 1992.
6. R. A. Beard and G. J. Smith, "A Method of Calculating the Heat Dissipation from Radiators to Cool Vehicle Engines", SAE 710208, 1971.
7. Tetsa Sakai, Shinichi Ishiguro and Yoshifusa Sudoh, "The Optimum Design of Engine Cooling System by Computer Simulation" SAE 942270, 1994.
8. Frank G. Rising, "Engine Cooling System Design for Heavy Duty Trucks", 1977.
9. Vincent J. Ursini, Edward C. Chiang, and

- John H. Johnson, "A Computer Cooling System Study of A Diesel Powered Truck for Control of Transient Coolant, Oil and Cab Temperatures", SAE 821049, 1982.
10. Jagdish K. Patel, "De-Aeration and Associate Systems Consideration for The Engine Cooling System Design", SAE 821044, 1982.
  11. Jean-Claud Corbel, "An Original Simulation Method for Car Engine Cooling System; A Modular System", SAE 870713, 1987.
  12. W. M. Kays, K. E. Crawford, "Convective Heat and Mass Transfer", 1993.
  13. 社團法人自動車技術會, 自動車技術ハンドブック (第2分冊) 設計編, pp. 93~94, 1991.
  14. Yildiz Bayazitoglu, M. Necati Özisik, Elements of Heat Transfer, 1988.
  15. Davenport, C. J., "Correlations for Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Louvered Fin", AIChE Symposium Series, No. 225, V. 79, 1983.
  16. Shah, R. K., and London, A. L., Laminar Flow Forced Convection in Ducts, Advances in Heat Transfer, Supplement 1, 1978.
  17. Holman, J. P., Heat Transfer, Sixth ed., Ch. 10, 1987.