自動車用 라디에이터의 放熱性能設計에 관한 硏究
(I) 放熱性能의 解析

Design of the Heat Dissipation Rate of Automotive Radiation
(I) Analysis of Heat Dissipation

鄭 鍾 秀*, 李 春 植*
Jongsoo Jurng, Chun Sik Lee

ABSTRACT

A method for analyzing the heat dissipation rates of automotive radiators has been proposed and also a new model equation of heat transfer rate of louvered fins has been proposed and tested. With the method, the effect of various design parameters on the performance of a radiator has also been studied.

The proposed model equation for air-side heat transfer has made fair predictions which agree well with the experiments. Also the design value of heat dissipation rate with various fin pitches and radiator size has a good agreement with the heat dissipation of the commercial automotive radiators. Thus, the method of analyzing the radiator performance proposed in this study might be used to design new automotive radiators.

기 호 설 명

b : 냉각 핀 높이(fin height)
D_h : 수관의 수력학적 직경(hydraulic diameter)
h_a : 공기측 열전달 계수
h_a^* : 냉각 핀의 효율을 고려한 공기측 열전달 계수
h_w : 냉각수측 열전달 계수
H_l : 루버 높이(louver height)
k_a, k_w : 공기 및 냉각수의 열전도 계수(thermal conductivity)
k_f, k_T : 냉각 핀 및 수관의 열전도 계수
L_l : 루버 길이(louver length)
L_H, L_W, L_D : 라디에이터 높이(height), 폭(width) 및 두께(depth)
Pr : Prandtl수
P_l : 루버 피치(louver pitch)
Q : 방열량(heat dissipation rate, kcal/hr)
Re : Reynolds수
U : 총괄 열전달 계수(overall heat transfer coefficient)
V_a : 공기 유속(aur velocity)
δ_f, δ_T : 냉각 핀 및 수관 벽의 두께(thickness)
ϵ : effectiveness

* 한국과학기술연구원 공조·환경제어연구실

η_f : 냉각 핀 효율(fin efficiency)
ϕ : 전체 전열 면적에 대한 수관부 전열면적의 비

〈상첨자 및 하첨자〉

a : 공기측(air side)
f : 냉각 핀(fin)
l : 루버(louver)
T : 수관(water tube)
w : 냉각수측(water side)

1. 서 론

자동차가 운행하고 있을 때, 엔진을 적절한 온도로 유지하는 것은 정상 연소 상태의 유지뿐만 아니라 엔진 윤활유의 소모량 증가 및 변질, 엔진 수명의 단축 등을 방지하기 위하여 매우 중요한 문제이다. 자동차의 고속화로 엔진의 고회전, 고부하 상태의 연속운전이 늘어남에 따라서 엔진의 냉각 열부하가 증가하고 있는 반면, 차량 전면부가 낮아지고 냉방 장치 및 기타 보조 기기 등의 설치로 엔진 룸 내의 통풍성이 매우 나빠지고 엔진 룸 내의 평균 온도가 상승함에 따라, 엔진 냉각계의 부담은 더욱 커지고 있다. 엔진 냉각계에 대한 요구 성능의 증가에 따라 라디에이터의 방열 성능 향상의 필요성이 날로 증가하고 있으며, 따라서 각종 엔진의 방열 부하에 따른 방열기의 설계 기술에 대한 요구도 증가하고 있다.[1]

본 연구에서는 각종 엔진의 요구 방열 성능의 변화에 따른 적정한 방열 성능을 가지는 자동차용 라디에이터의 설계 기술을 개발하기 위한 전 단계로서, 우선 이론적인 열전달 관계식으로부터 라디에이터의 여러 변수의 변화에 따른 방열 성능의 해석 방법을 제시하고, 이를 실험 결과와 비교하여 보완하였다. 또한 여기에서 얻어진 성능 해석 기술을 적용하여 각종 설계 변수들의 변화에 따른 영향을 검토하였다.

2. 방열 성능 해석

2.1 총 방열량의 계산

자동차용 라디에이터는 열교환기(heat exchanger)의 일종으로 수관부와 공기가 통과하는 냉각 핀(fin)부로 구성되어 있으며, 냉각수는 각 수관을 따라 흐르므로, 흐르는 도중에 서로 섞이지 않으며, 공기 측도 수관의 외벽과 냉각 핀으로 유로계가 분할되어 있어서 서로 섞이지 않는 single-pass cross-flow 형(both fluid unmixed)의 열교환기이다. Fig. 1은 자동차용 라디에이터의 개략도이다.

열교환기에서, 총괄 열전달계수 U(overall

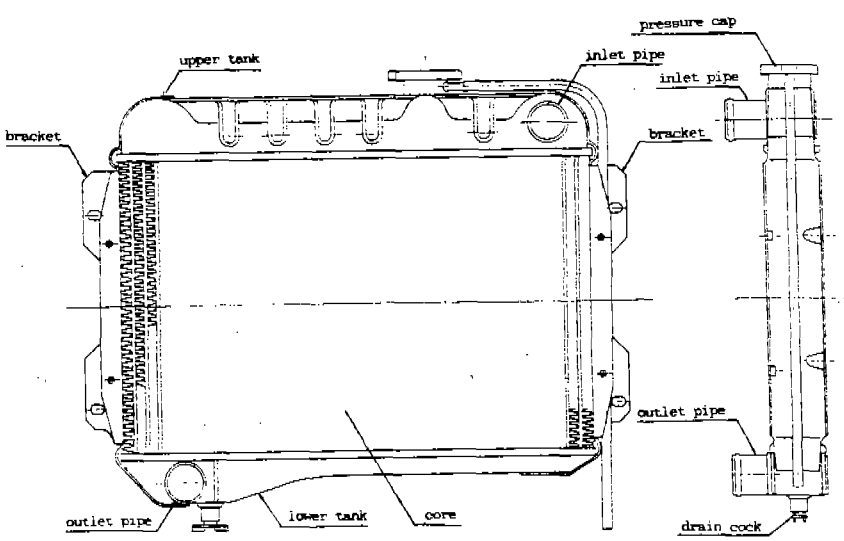

Fig.1 Automotive Radiator

heat transfer coefficient)와 총 전열 면적 A를 알고 있는 경우에 열교환기의 열교환량을 구하는 방법으로는 LMTD법(log-mean temperature difference method)과 effectiveness-NTU법의 2종류가 있는데, 열교환에 참여하는 두 유체의 출구 온도를 정확히 알 수 없는 경우에는 effectiveness-NTU법이 LMTD법에 비하여 보다 정확한 열전달량을 구할 수 있다.

effectiveness-NTU법은 열교환기의 effectiveness ϵ과 무차원수 NTU(Number of Transfer Unit)를 정의하고, 이를 이용하여 열교환기의 열교환량을 구하는 방법이다. 열교환기의 effectiveness ϵ는 두 유체 간 열교환이 가능한 최대 열전달량에 대한 실제의 열전달량의 비로 다음 식과 같이 정의한다.

$$\epsilon \equiv \frac{\text{실제 열전달량}}{\text{가능한 최대 열전달량}} = \frac{\Delta T_{min}}{\Delta T_i} \quad (1)$$

이 식에서 ΔT_i는 냉각수와 공기의 입구 온도의 차이로, 열교환기내에서 얻을 수 있는 최대 온도차를 나타내며, ΔT_{min}은 열교환에 참여하는 두 유체, 즉 공기와 냉각수의 열유량(熱流量, capacity rate) C(유량과 비열 C_p를 곱한 값)를 비교하여, 작은 값을 C_{min}이라고 하면, 열유량이 작은 유체 측의 온도차를 ΔT_{min}이라고 정의한다. 따라서, 실제 열전달량 Q는 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$Q = C_{min}\,\Delta T_{min} = \epsilon\,\Delta T_i\,C_{min} \quad (2)$$

열교환기의 effectiveness ϵ은 열교환기의 종류에 따라서 다른데, 각각의 열교환기의 종류에 따라서 무차원수 NTU의 함수로 나타낼 수 있으며, 자동차용 방열기와 같은 cross-flow형(both fluid unmixed) 열교환기에 대해서 ϵ은

$$\epsilon = 1 - \exp\left\{\frac{\exp\left(-\text{NTU}\, n \frac{C_{min}}{C_{max}}\right)}{\frac{C_{min}}{C_{max}}\, n}\right\} \quad (3)$$

과 같이 쓸 수 있다.[2] 이 식에서 C_{max}는 열유량 중 큰 쪽을 나타내며, 한편, 무차원수 NTU는 다음 식과 같이 정의하는데

$$\text{NTU} \equiv \frac{U}{C_{min}} \quad (4)$$

n은 NTU의 함수로 다음 식으로 주어진다.

$$n = \text{NTU}^{-0.22} \quad (5)$$

2.2 총괄 열전달계수(overall heat transfer coefficient)

방열량 계산에 필요한 무차원수 NTU는 식(4)로 정의되며, 이 식에는 총괄 열전달계수 U가 포함되어 있다. 따라서, 실제 열전달량을 구하기 위해서는 총괄 열전달계수 U의 값을 알아야 한다. 총괄 열전달계수 U는 공기측 및 냉각수 측의 열전달계수 등을 포함하며, 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_a^*} + \frac{1}{h_w \phi} + \frac{\delta_T}{k_T \phi} \quad (6)$$

이 식에서 ϕ는 전체 전열 면적에 대한 수관부 전열 면적의 비를 나타내고, δ_T는 수관의 두께를, k_T는 수관 재질의 열전도 계수(thermal conductivity)를 나타낸다. h_w는 수관 내의 냉각수 측의 열전달 계수이고, h_a^*는 냉각 핀의 효율을 고려한 공기측 열전달 계수로, 냉각 핀의 효율을 고려하지 않은 열전달 계수를 h_a라고 할 때

$$h_a^* = h_a\{(1-\phi)\,\eta_f + \phi\} \quad (7)$$

라고 쓸 수 있다. 이 식에서 η_f는 냉각 핀의 효율을 나타내며, 균일한 두께를 가지는 직사각형 단면의 냉각 핀의 경우 핀 효율은

$$\eta_f = \frac{\tanh(mb)}{mb} \quad (8)$$

로 나타낼 수 있으며, 이 식에서 b는 핀 높이(fin height)로 대략 수관과 수관 사이의 거리의 1/2의 값을 가진다. m은 열전달 계수 h_a의 함수로

$$m = \frac{2\,h_a}{k_f\,\delta_f} \quad (9)$$

인데, 여기서 k_f는 냉각 핀의 열전도 계수, δ_f는 냉각 핀의 두께를 나타낸다.

총괄 열전달 계수를 나타내는 식(6)에서 우측의 마지막 항은 수관의 벽면을 통한 열전

도(heat conduction)를 나타내는 항이다. 수관 벽에서의 열전도의 속도는 공기 측이나 냉각수 측에서의 벽면과의 대류에 의한 열전달의 속도에 비해 매우 빠르다. 따라서, 일반적인 계산에서는 이 항을 무시하는 경우가 많다.

이 외에도 자동차용 라디에이터 등의 열교환기의 총괄 열전달 계수의 값에 영향을 미치는 인자로 fouling factor가 있다. 열교환기를 오래 사용하면, 수관 벽면에 녹이나 물때(scale) 등이 끼어서, 냉각 핀 상에는 먼지가 쌓이거나, 흙 등이 달라 붙어서 열전달을 방해하게 된다. 이러한 효과에 대해 고려하는 방법으로 fouling factor를 사용하는데, 일반적으로는 이 항에 대한 영향은 특별히 고려하지 않는 경우가 많으며, 본 연구에서도 이 항은 고려하지 않았다.

2.3 공기측 열전달 계수

자동차용 라디에이터와 같은 기액식 열교환기에서는 공기측 열전달 계수가 냉각수측 열전달 계수에 비해 상당히 작은 값이므로, 열교환기 전체의 총괄 열전달 계수는 공기측 열전달 계수의 값에 의해 제한을 받게 된다. 따라서, 공기측의 열전달을 향상시키고 냉각수측의 열전달 계수와의 차이를 줄이기 위해, 냉각 핀 등을 사용하여 공기측 전열 면적을 늘이고 있다. 그러므로, 공기측의 열전달의 향상은 냉각수측의 열전달 계수를 향상시키는 것에 비해 매우 중요하며, 자동차용 라디에이터의 개발에 있어 가장 중요한 문제 중의 하나이다.

공기측 열전달 계수를 향상시키기 위해서는 냉각 핀 상에서의 열전달을 향상시키는 것이 매우 중요한 일이다. 자동차 라디에이터는, 초기의 평판 핀(plate fin)형으로부터 파형 핀(corrugated fin)형을 거쳐, 파형 핀 상에 열전달을 촉진하기 위한 루버(louver)를 붙인 루버 핀(louvered fin)형이 최근 널리 사용되고 있다.

루버 핀형 라디에이터에서, 방열 성능에 가장 큰 영향을 미치는 요소 중의 하나는 루버이다. 방열 성능에 영향을 주는 루버의 형상에 관한 설계 변수로는, 루버 피치 P_l(louver pitch, 루버 사이의 간격), 루버 높이 H_l(louver height), 루버 길이 L_l(louver length) 등이 있으며, 이 변수들은 모두 공기측 열전달 계수에 영향을 준다. Davenport 등[3]은 루버 핀형 라디에이터에 대해 여러 가지 형상 요소들을 변화시키면서, 열전달량에 관한 실험을 반복하여 라디에이터의 공기측 열전달계수에 대해 다음과 같은 실험식을 제안하고 있다.

$$h_a = 6.84\, k_a \left\{ P_l^{-1} H_l^{0.33} \left(\frac{L_l}{b}\right)^{1.1} b^{0.26} \right\} \mathrm{Pr}_a^{1/3}\, \mathrm{Re}_{p_l}^{0.58} \tag{10}$$

이 식은 공기측 열전달 계수 h_a가 Reynolds 수의 0.58승에 비례하고, 따라서 라디에이터 통과 풍속 V_a의 0.58승에 비례한다는 것을 의미하고 있다.

그런데, Shah와 London[4]의 결과와 본 연구실에서의 실험 결과를 검토해 본 결과, h_a는 거의 $\sqrt{V_a}$에 비례한다는 것을 알 수 있었으며, 따라서 식 (10)을 이러한 결과 하에 루버의 형상에 대한 관계는 고정하고 V_a에 대한 비례 관계를 수정한 다음의 식을 본 연구에서 제안한다.

$$h_a = 17.29\, k_a \left\{ P_l^{-0.92} H_l^{0.33} \left(\frac{L_l}{b}\right)^{1.1} b^{0.26} \right\} \mathrm{Pr}_a^{1/3}\, \mathrm{Re}_{p_l}^{0.5} \tag{11}$$

이 식에서 k_a 및 Pr_a는 공기의 열전도 계수와 Prandtl 수를, Re_{P_l}은 루버 피치 P_l을 기준으로 하는 Reynolds수를 나타낸다.

2.4 냉각수측 열전달 계수

전형적인 라디에이터 코어의 수관은 평평한 관(flat tube)의 형태이고, 냉각수량의 범위가 20~200 ℓ/min일 때, 수관의 수력 직경(hydraulic diameter)에 근거한 Re수의 범위는 3,000~20,000정도이므로 수관 내의 유동은 천이 영역에 들어 있게 된다. 난류 유동의 경우 수관 내의 열전달은 상대적으로 벽 근처의 층류 저층(viscous sublayer)에 국한되고,

온도 구배는 수관 단면 전체의 대부분에서 층류 유동에 비해 상대적으로 평평하다. 따라서, 수관 둘레의 표면 온도가 균일하면, 표면의 열전달율은 수관의 단면 형상의 변화에 따른 영향이 크지 않으므로 원관에 대한 관계식을, 원관이 아닌 수관에 대해 수력 직경을 기준으로 사용할 수 있다.

원관 난류 유동에 대해 L/D의 값이 10이상이면, 관 내의 유동은 완전 전개 유동(fully developed flow)으로 간주할 수 있으며, 관 내의 완전 전개 유동에 대한 열전달 계수에 관한 식으로 다음과 같은 Dittus-Boelter 식[2]이 제안되어 있다.

$$h_w = 0.023\,\mathrm{Re}_{D_h}^{0.8}\,\mathrm{Pr}_w^{0.3}\left(\frac{k_w}{D_h}\right) \qquad (12)$$

이 식에서 k_w 및 Pr_w는 물의 열전도 계수와 Prandtl수를, Re_{D_h}은 수력 직경 D_h를 기준으로 하는 Reynolds수를 나타낸다. 한편, 수관 내의 유동이 천이 영역이면, 식 (12)를 사용할 수 없으므로, 다음의 Gnielinski식을 추천하고 있다.[6]

$$h_w = 0.012\,(\mathrm{Re}_{D_h}^{0.87} - 280)\,\mathrm{Pr}_w^{0.4}\left\{1+\left(\frac{D_h}{L}\right)^{2/3}\right\}\left(\frac{k_w}{D_h}\right) \qquad (13)$$

이 식에서 L은 수관의 길이를 나타낸다.

본 연구에서는 식 (12)와 (13)을 냉각수측 열전달 계수를 구하였는데, 두 식으로 각각 구한 열전달 계수를 비교하여 작은 쪽의 값을 사용하였다.

3. 실험 및 성능 해석 결과

제2장에서 제안된 라디에이터의 방열 성능 해석 방법과 열전달 관계식의 타당성을 검증하기 위하여 실제 사용되고 있는 자동차용 라디에이터에 대한 방열 성능 시험을 수행하고, 그 결과를 해석 결과와 비교하였다.

본 실험에 사용된 라디에이터는 코어의 치수가 418mm×300mm×32mm이고, 핀 피치는 3.5mm, 총 방열 면적은 4.7m²이고, 시판 시의 공칭 방열량은 22,700kcal/hr로 생산 제품 중에서 무작위 추출한 라디에이터에 대하여 실험하였다.

실험에 사용한 실험 장치는 KS규격 B-9143에 의거하여 제작된 라디에이터 방열 성능 시험장치로 Fig.2는 시험장치의 개략도이다. 시험 장치의 송풍 덕트의 길이는 16m, 직경은 0.75m이다. 공기 풍량은 피토우 관(pitot probe, United Sensor Co.)과 미세차압계(micro-manometer, Furnace Controls Limited Co., model FCO-12)를 이용하여 측정하고, 냉각수 유량은 적산 유량계를 이용하여 측정하였다. 공기 온도 및 냉각수의 입출구 온도는 T형(copper-constantan) 열전대를 사용하여 측정하였다.

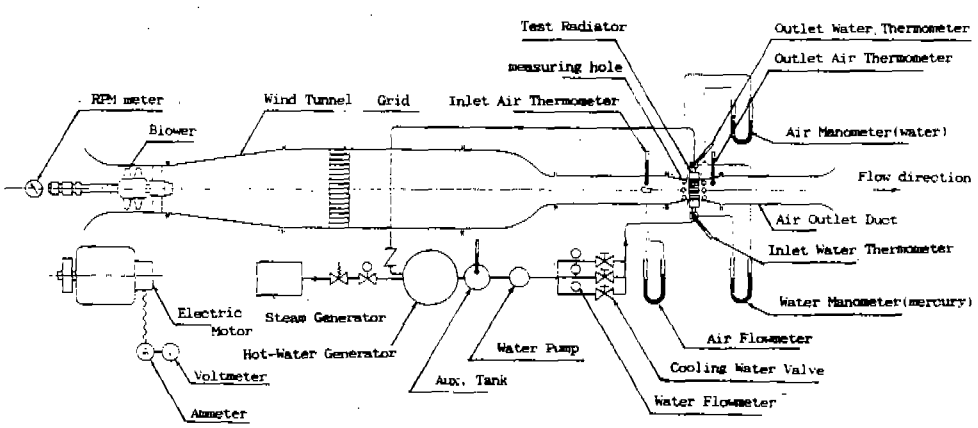

Fig.2 Experimental apparatus

실험 조건은 냉각수 순환 유량을 20~80 ℓ/min의 범위 내에서 변화시키고, 라디에이터 전면 풍속(front air velocity)을 2~10m/s의 범위 내에서 변화시켰으며, 각 조건에서 냉각수의 입출구 온도 및 라디에이터 전후면에서의 공기의 평균 온도를 측정하여 방열량을 계산하였으며, 실험 결과를 Fig.3에 이론적인 해석 결과와 비교하여 나타냈다.

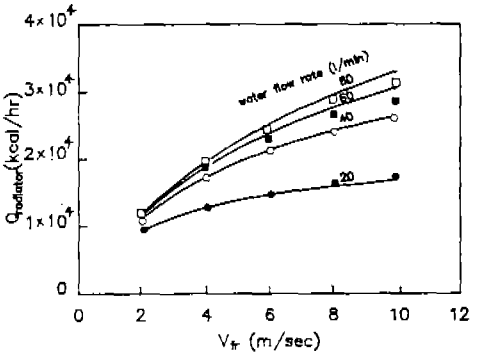

Fig.3 Comparison of the prediction of heat dissipation rates of a radiator with the experiments

Fig.3은 라디에이터 전면 풍속과 냉각수 유량에 따른 방열 성능을 나타낸 그림이다. 전면 풍속이 증가하면 대략 전면 풍속의 0.5승에 비례하여 방열 성능이 증가한다. 냉각수 유량이 증가해도 역시 방열 성능은 향상되나, 유량이 어느 정도 이상이면 방열 성능의 증가는 둔화된다. 이론 해석에 의한 결과는 비교적 실험 결과와 잘 일치하고 있으며, 특히 이제까지 라디에이터의 설계 기준점으로 일반적으로 널리 사용되어 온 냉각수 유량 40ℓ/min, 전면 풍속 8m/s의 조건 부근에서는 실험 결과와 잘 일치하므로 본 연구에서 제안하는 식을 라디에이터의 방열 성능 설계에 사용하는 데는 무리가 없을 것이다. 냉각수 유량이 큰 경우 실험 결과와 예측 결과가 약간의 차이를 나타내고 있는 것은 냉각수의 유량이 많아서 수관 내의 유량이 빠른 영역에서의 실제 냉각수측 열전달 계수가, 본 연구에서 사용한 수관측 열전달 계수에 관한 식으로 계산한 값에 비해 작기 때문인 것으로 생각되며, 이러한 문제는 계속적인 연구를 통하여 해결하여야 할 것이다.

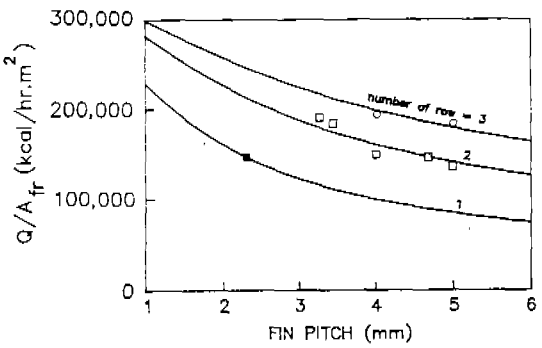

Fig.4 Comparison of the design values of heat dissipation rate of radiators with the commercial radiators

Fig.4는 설계 기준점(냉각수 유량 40ℓ/min, 전면 풍속 8m/s)에 대해 현재 시판, 사용중인 각종 라디에이터의 방열 성능값과 본 연구에서 얻어진 결과를 비교한 그림으로, 핀 피치와 수관 열수에 따른 라디에이터 전면 면적(frontal area)당 방열량을 나타낸 것이다.

핀 피치가 감소하여, 단위 길이 당의 핀 산수가 증가하면 이 그림에서 알 수 있듯이 전면 면적당 방열량이 증가한다. 이는 핀의 수가 증가하여 방열 면적이 늘어나기 때문인데, 예를 들어 2열의 수관을 가지는 라디에이터는 핀 산수를 늘이면 1열로도 동일한 방열 성능을 얻을 수 있다는 것을 의미하며, 동일한 방열량에 대해 수관의 열수를 줄일 수 있다는 것은 라디에이터의 중량이나, 재료 절감의 측면에서 매우 중요하다. 이 그림에서는 핀 피치의 하한선을 1mm로 하고 있는데, 이 값은 현실적으로 제작에 무리가 없는 최소한의 값일 뿐 아니라, 이보다 핀 피치를 작게 하면 코어의 압력 손실의 증가율이 급격하게 커지므로 핀 피치를 1mm 이하로 설계하는 것은 현재의 기술로는 실현하기 어려운 문제이다. 그러나, 제작 기술이 발달하여 제작상의 문제가 해소되고, 압력 손실의 문제도 성능이 좋은 냉각 핀을 사용하게 된다면 1mm 이하의 핀 피치를 가지는 라디에이터도 실현 불가능

한 것은 아니라고 생각된다.

한편, 이 그림은 현재 시판 중인 라디에이터의 방열 성능과 본 연구에 의해 얻어진 결과를 비교하였는데, 비교의 대상인 시판 라디에이터는 방열 성능 등의 설계치의 범위가 매우 넓으며, 이를 정리하면 다음과 같다.

방열량 : 18,000~36,000kcal/hr
수관 열수 : 1~3열
라디에이터 폭 : 400~600mm
라디에이터 높이 : 280~400mm
총 방열 면적 : 3.5~9.4m^2
핀 피치 : 2.3~5.0mm

이와 같이 설계치의 범위가 상당히 넓고 실제 사용 중인 대부분의 라디에이터를 포함하고 있는데도, 이론식에 의한 설계치와 실제 설계치가 상당히 잘 일치한다는 것을 알 수 있으며, 따라서 본 연구에서 제안한 해석 방법 및 열전달 관계식을 실제 라디에이터의 방열 성능 설계에 적용할 수 있을 것으로 생각된다.

4. 설계변수에 대한 검토

4.1 기준 라디에이터 모델

본 연구에서 개발된 자동차용 라디에이터 방열 성능 해석용 프로그램을 이용하여 여러 가지 설계 변수의 변화에 따른 영향을 검토하였다. 검토의 기준으로 사용한 기준 라디에이터 모델은 코어의 치수가 418mm(폭)×300mm(높이)×32mm(두께)로, 2열의 유하형(downflow type) 라디에이터이다. 기준 라디에이터의 냉각 핀의 높이는 10mm, 수관의 수는 1열당 34개로 총 68개이다. 수관의 길이는 라디에이터 코어의 높이인 300mm이고, 수관의 단면은 길이 13mm, 폭 2mm의 세장형 직사각형에 가까운 형태를 가지며, 수관 1개당의 통수 단면적은 약 21.6mm^2이다. 수관은, 황동(brass)제로 수관 벽면의 두께는 0.15mm이다.

냉각 핀의 동제(copper)로, 두께가 0.055mm인 냉각 핀상에는 열전달을 촉진시키기 위한 루버(louver)가 돌출되어 있다. 루버의 형상 및 치수는 전체 방열량에 미치는 영향이 매우 큰데, 기준 라디에이터의 루버 피치는 1mm, 루버의 각도는 30°이다. 냉각 핀 전체에 대해 루버가 차지하는 유효 면적비를 나타낸다고 할 수 있는 루버 길이는 핀 높이의 78%이다.

4.2 기준 작동 조건

라디에이터의 방열 성능 해석의 기준이 되는 조건은 다음 Table 4.1과 같다.

라디에이터 통과 공기 유속	8m/s
냉각수 유량	40ℓ/min
입구 공기 온도	35℃
입구 냉각수 온도	95℃
기수 온도차	60℃

Table 4.1 라디에이터 방열 성능 해석 기준 조건

4.3 라디에이터 코어(core) 치수의 영향

Fig.5는 유하식 라디에이터의 전면 면적(frontal area)당 방열량을 라디에이터 높이와 라디에이터 폭에 따라 나타낸 그림이다. 전면 면적당 방열량은 기준 라디에이터의 전면 면적당 방열량을 기준으로 무차원화하였다. 이 그림에서 알 수 있듯이 라디에이터의 높이와 길이가 클수록 라디에이터의 전면 면적당 방열량은 작아 진다.

라디에이터 높이가 증가하면 유하형 라디에이터의 경우에는 수관의 길이가 길어지며, 수관의 길이가 증가하면 입구 영역의 영향이 작아져서, 수관 벽면에서의 평균 열전달 계수는 감소한다. 따라서, 라디에이터 폭이 일정하고, 라디에이터의 높이만 증가하여 수관이 길어지면 방열 면적당의 방열량은 감소하게 된다. 그러므로, 전면 면적(frontal area)당 방열량의 측면에서 보면 라디에이터의 높이가 작을수록 유리하다. 그러나, 실제 설계에서는 동일한 요구 방열량을 내면서 전면 면적을 줄이려면 핀 산수를 늘려야 하므로, 코어의 중량이 증가하게 되는 문제가 있다.

한편, 라디에이터의 폭이 늘어날 때, 수관 사이의 간격이 일정하면, 수관의 수가 늘어나

므로, 냉각수 유량이 같더라도 수관내의 평균 유속은 줄어든다. 평균 유속이 감소하면, 냉각수측의 평균 열전달 계수가 감소한다. 따라서, 라디에이터의 높이가 일정할 때, 라디에이터의 폭이 증가하면 전면 면적당 방열량은 감소하게 된다. 이 그림에서 높이가 300mm인 라디에이터에 대해, 라디에이터의 폭이 418 mm에서 622mm로 약 50% 증가하면 전면 면적당 방열량의 감소는 20%에 달하는 것을 알 수 있다.

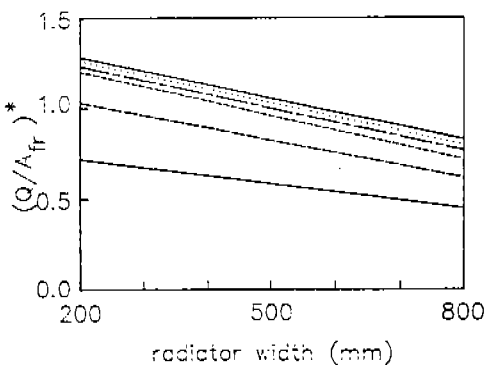

Fig.5 Variations of non-dimensional heat dissipation rate with respect to radiator height and width

Fig.6은 라디에이터 전면 면적 당의 방열량을 라디에이터의 폭과 높이의 함수로 나타낸 그림이다. 실선은 전면 면적당 방열량이 일정한 선이고, 점선은 전면 면적이 일정한 선이다. 이 그림에서 점선을 따라서 동일한 전면 면적에 대해서는 라디에이터 높이가 클수록, 즉 수관의 길이가 길수록 방열량이 증가하는 것을 알 수 있다. 전면 면적이 일정한 경우에는, 수관의 길이가 증가하면 라디에이터의 폭이 줄어든다. 그런데, 수관의 길이가 길어짐에 따른 냉각수측의 평균 열전달율이 감소하는 효과보다는, 라디에이터의 폭이 작아져서 수관의 수가 감소하여 냉각수의 통과 유속이 빨라지는데 따른 열전달율의 증가의 영향이 더 크기 때문에 수관이 길어지고, 라디에이터의 폭이 줄어드는 편이 방열량은 증가하는 것이다. 그러므로, 동일한 전면 면적에 대해서 방열량을 증가시키는 방법으로는 라디

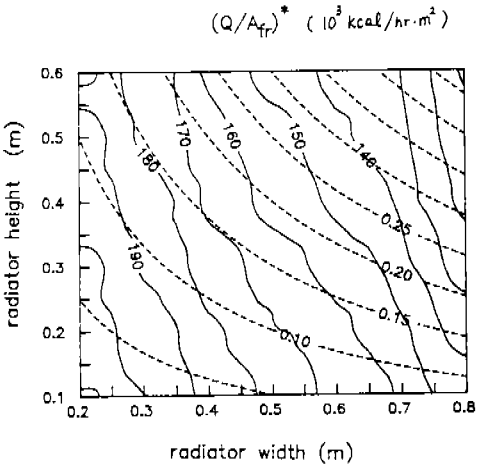

Fig.6 Distribution of the dissipation rate per unit frontal area of radiators with respect to radiator height and width

에이터의 높이를 늘이고, 폭을 줄이는 방법, 즉 수관의 길이를 늘이는 방법을 생각할 수 있다. 엔진 룸 내의 라디에이터의 설치 공간은 일반적으로 폭에는 여유가 있으나, 높이에는 제한이 있는 경우가 많다. 그러므로, 동일한 라디에이터 전면 면적에 대해 수관 수를 줄일 수 있는 횡류형(crossflow type) 라디에이터를 사용하는 편이 유하형(downflow type) 라디에이터를 사용하는 것에 비해, 방열량을 많이 낼 수 있으므로 유리하다는 결론을 얻을 수 있다. 예를 들어, Fig.6에서, 500 mm(폭)×240mm(높이)인 라디에이터의 방열량이 약 20,160kcal/hr 정도인데 반해, 전면 면적이 같은 240mm(폭)×500mm(높이)의 횡류형 라디에이터의 방열량은 약 22,800 kcal/hr로 방열량이 약 13% 정도 증가한다. 이러한 경향은 라디에이터의 설치 공간이 세장형이 될수록 더욱 뚜렷하다.

4.4 핀 높이(Fin Height)의 변화에 따른 영향

Fig.7은 핀 높이의 변화에 따른 라디에이터 방열량의 변화를 나타내는 그림이다. 세로축의 무차원 방열량은 기준 라디에이터 모델의 전면 면적 당 방열량을 기준으로 무차원화한 값을 나타낸다. 이 그림에서 알 수 있듯이

핀 높이의 변화, 즉 수관 사이의 간격의 변화는 방열량에는 큰 영향을 주지 않는데, 대략 현재 널리 사용되고 있는 5~10mm 부근에서 최대값을 나타내고 있다.

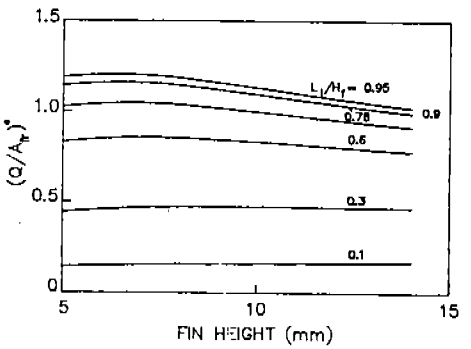

Fig.7 Variations of non-dimensional heat dissipation rate with respect to radiator fin height

4.5 루버 설계 변수의 변화에 따른 영향

Fig.8은 루버에 관련된 주요한 설계 변수인 루버 피치와 루버의 각도의 변화에 따른 방열량의 변화를 나타내고 있다. 루버 피치가 감소함에 따라, 루버 피치가 약 1mm가 될 때까지는 완만한 증가를 나타내다가, 이보다 더욱 작아지면 방열량이 급격히 증가하는 것을 알 수 있다. 그러나, 실제로는 루버 피치가 작아지면 코어의 압력 손실도 크게 증가하는 것이 알려져 있으며, 루버 피치의 적정치는 냉각 핀의 핀 피치와 관련이 있다고 보고되어 있다.[6] 현재로서는 사용하고 있는 범위의 냉각 핀 피치에 대해 루버 피치의 적정치는 대략 1mm 정도라고 생각된다. 그러나 성능이 좋은 냉각 팬을 사용하여 압력 손실에 대한 제한이 완화된다면, 이보다 작은 루버 피치의 사용도 가능하다고 생각된다.

Fig.8에서는 루버 각도의 변화에 따른 영향도 나타내고 있는데, 루버 각도가 증가하면, 방열량은 증가한다. 그러나, 방열량의 증가 정도에 비해 루버 각도의 증가에 따른 압력 손실의 증가가 더욱 현저하므로, 적절한 루버 각도는 라디에이터 코어의 최대 허용 압력 손실을 고려하여 결정되어야 한다. 참고로 현재로는 28~32° 정도의 루버 각도가 적당하다고 알려져 있으며, 시판 중인 라디에이터의 경우 대부분 이 범위로 제작되고 있다. 그러나, 국내에서 제작되고 있는 라디에이터의 냉각용 핀의 경우 설계치에 비해 루버의 형상이 정확히 제작되지 않는 경우가 많다. 이 문제점이 방열 성능에 가장 큰 영향을 미치는 요소가 되고 있으므로, 냉각 핀 제작용 커터 등의 정밀도 향상에 힘을 기울여서 설계치와 일치하는 루버 각도 및 루버 높이가 나오도록 하여야 할 것이다.

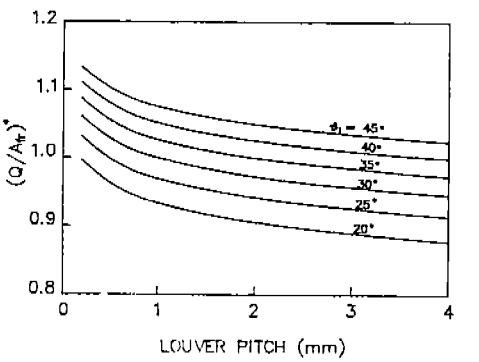

Fig.8 Variations of non-dimensional heat dissipation rate with respect to louver pitch and louver angle

루버의 설계 변수로서 중요한 요소 중의 하나가 루버의 길이이다. 루버의 길이는 냉각 핀의 폭 방향으로의 길이를 나타내므로, 냉각 핀 상에서 루버가 차지하는 유효 면적을 나타낸다. Fig.7에는 핀 높이에 대한 루버 길이의 비가 변하는데 따른 방열량의 변화를 나타내고 있는데, 이 비가 증가하면 방열량이 증가하는 것을 알 수 있다. 루버 길이 비를 현재의 0.78정도에서 0.95정도로 증가시킬 수 있다면 방열량의 값은 15% 정도 향상시킬 수 있을 것으로 기대된다. 그러나, 루버 길이를 어느 정도 이상 크게 하는 것은 핀의 강도 상의 문제와 직결되므로 이러한 문제를 해결하여야 할 것이다.

루버의 설계 변수의 변화는 라디에이터 코어의 중량이나 크기에는 영향을 주지 않으면서 방열 성능을 변화시킬 수 있는 장점을 가

지고 있다. 따라서, 다른 변수에 비하여 변화의 폭이 넓고 좋은 효과를 기대할 수 있으므로, 이에 대한 지속적인 연구와 개량이 필요하다. 특히 외국에서는 루버에 대한 연구가 냉각 핀 연구의 주종이 되고 있으므로 국내에서도 루버의 형상에 대한 실험적 및 이론적인 연구를 지속적으로 수행하여야 할 것이다.

4.6 핀 재질의 영향

핀 재질이 미치는 방열 성능에 대한 영향은 재질의 열전도율(thermal conductivity)의 차이에 따른 것인데, 제2장에서 이미 설명한 대로, 핀에서의 열전도 과정은 매우 빠르므로, 전체 열전달 과정에 미치는 영향이 그다지 크지 않다. 따라서, 재질의 변화는 방열 성능 자체에는 큰 영향을 주지 않는다. 그러므로, 알

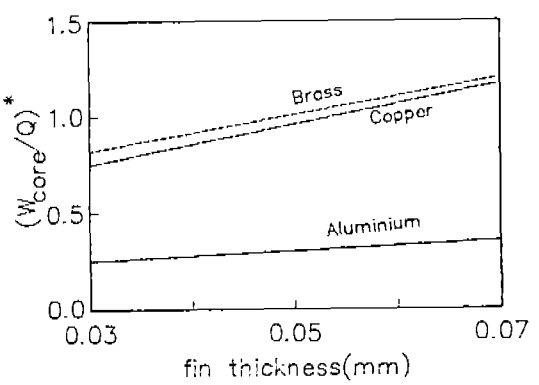

Fig.9 Variation of non-dimensional core weight per unit heat dissipation rate with respect to radiator materials

루미늄 라디에이터는 가벼운 재질인 알루미늄을 사용하므로 종전에 널리 사용하고 있던 동-황동제(Copper-Brass)의 라디에이터에 비해 중량면에서 크게 유리하다. Fig.9에서 알 수 있듯이 알루미늄제 라디에이터의 방열량당 중량을 동-황동제 라디에이터의 방열량당 중량과 비교하면, 냉각 핀과 수관의 두께를 동일하게 할 수 있다면, 약 50% 이하가 되므로 상당히 차이가 있다. 그러나, 알루미늄 라디에이터는 강도 문제로 동-황동제에 비해 핀의 두께 등을 두껍게 해야 할 필요가 있으며, 보수 유지 등의 면에서 불리한 점이 있다. 또한, 최근의 연구 보고[6]는 동-황동제의 라디에이터 핀을 더욱 얇게 제작하여 알루미늄 라디에이터와 비슷한 정도의 중량 감소를 이룰 수 있다고 주장하고 있으므로, 이에 대한 검토도 이루어져야 할 것으로 생각된다.

5. 결 론

본 연구는 자동차용 라디에이터 설계를 위한 전 단계로서의 라디에이터 방열 성능 해석을 위한 연구로, 방열 성능에 대한 이론적 해석 방법을 제안하고 실험 결과를 토대로 방열 성능 해석에 사용할 수 있는 실험식을 수정, 제시하였다.

본 연구로부터 얻을 수 있는 결론은 다음과 같다.

(1) 실험 결과를 토대로 Davenport 등의 실험식을 수정하여 적용한 결과 방열 성능 시험 결과와 이에 대한 예측 결과가 상당히 잘 일치하였으며, 따라서 제안된 관계식을 방열 성능의 이론 해석에 사용할 수 있다.

(2) 동일한 전면 면적의 라디에이터의 경우 수관의 수를 작게 하는 방향이 방열 성능의 면에서 유리하므로, 일반적으로 가로 방향으로 긴 형태의 라디에이터는 유하형(down-flow)보다는 횡류형(crossflow)이 유리하다.

(3) 냉각 핀의 높이는 방열량에 큰 영향을 주지 않으며, 5~10mm 부근에서 최대 방열량이 된다.

(4) 루버 피치의 적정치는 현재의 기술 수준에 비추어서 1mm 정도가 적당하다. 루버의 각도는 28~32° 정도가 적당하며, 루버 길이는 냉각 핀의 강도상 문제가 없는 한 크게 하는 편이 유리하다.

(5) 냉각 핀의 재질은 방열량 자체에 큰 영향을 미치지 않으므로, 가벼운 재질을 사용하면 라디에이터의 경량화에 큰 효과가 있을 것이다.

라디에이터의 해석에서 중요한 영향을 미치는 또 하나의 요소는 라디에이터 코어의 압력 손실이다. 따라서, 라디에이터 코어의 압력 손실의 해석 방법과 모델식에 대한 연구와, 라

디에이터의 방열 성능과 코어 압력 손실을 동시에 고려하는 종합적인 해석 방법의 연구는, 실제 설계 방법의 개발에 매우 중요하다. 또한, 공기측 열전달을 촉진하는 냉각 핀상의 루버에 관한 연구, 핀 피치와 방열 성능에 대한 자세한 연구 등이 계속적으로 이루어져야 할 것이다.

후 기

이 연구는 과학기술처에서 시행한 특정연구개발사업으로 수행되었으며, 이에 대해 관계당국에 대하여 깊은 감사를 드립니다. 또한 실험 과정과 이론 해석 과정에서 많은 도움을 준 ㈜삼성항공의 김창기씨에게도 감사를 드립니다.

참 고 문 헌

1. 과학기술처, "엔진 기종에 따른 적정 방열성능을 가지는 방열기의 설계기술", 과학기술처 특정연구 개발사업 보고서, 1987.
2. Holman, J.P., "Heat Transfer", sixth ed., Ch.10, 1987.
3. Davenport, C.J., "Correlations for heat transfer and flow friction characteristics of louvered fin", AIChE Symposium Series, No.225, V.79, pp.19-27, 1983.
4. Shah, R.K., and London, A.L., Laminar flow forced convection in ducts, Advances in heat transfer, Supplement 1, 1978.
5. Gnielinski, V., New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, Int. Chem. Eng., V.16, pp.358-368, 1976.
6. Webb, R.L., Assessment of automotive radiator technology and the future copper/brass radiators, SAE 850043, 1985.
7. MIkio Kajino, Michio Hiramatsu, 燃燒研究(日), V. 39, No.1, pp.175-180, 1987.