

엔진 냉각 시스템의 이론적 시뮬레이션 프로그램 개발

이승희* · 신창훈** · 박원규*** · 양장식**** · 김은필***** · 서정식*****

Development of simulation program for automotive engine cooling system

Lee Seung Hee, Sin Chang Hoon, Park Won Gyu,
Yang Jang Sik, Kim Eun Pil, Seo Jeong Sik

Key Words: Automotive(자동차), Engine(엔진), Cooling(냉각), Cooling System(냉각시스템),
Simulation Program(시뮬레이션 프로그램)

Abstract

A numerical simulation has been carried out for the engine cooling system. It is the important element to analysis of heat transfer process in cooling system for an automotive engine. Thus, the purpose of this simulator is to present useful information at the early stages of the design of the cooling system by enabling the development engineer to predict performance trends. This program has useful window interface for analysis of the cooling system and it is convenient for user to control data with relational database. The system was simulated and compared with experimental data. As a result, the inlet, outlet temperature of the radiator by the simulator agrees well with it. It is concluded that this simulation program is available in developing the cooling system for a new car.

1. 서론

최근 생산되는 자동차들은 더욱 고출력화, 성능경쟁, 소음절감등을 위한 공력특성 개선⁽¹⁾ 요구받고 있고 고속 주행이나 고 부하 주행의 경우, 최적의 냉각 성능 확보 문제는 설계자에 있어서 매우 중요한 문제로 대두되고 있다. 차량설계에서 중요한 요소인 엔진 냉각 시스템의 효율적인 설계를 위해서는 엔진 내의 워터 자켓의 유동 통로, 워터 자켓의 설치 위치, 방열기의 형상 및 용량, 써모스탯의 형상 등과 더불어 냉각 펌프에 의한 정확한 유량의 예측과 방열기의 냉각 팬의 공기 유량 예측이 선행되어야 할 것으로 보인다.

그러나 이러한 부분에 대한 자세한 고려는 전산 유체역학(CFD)⁽²⁾ 기법이나 실험적인 방법에 의하여 매우 복잡하고 많은 시간의 노력이 요구되는 관계로 이러한 부분에 대한 자료는 선행된 실험자료를 사용하거나 근사적인 접근에 의존하는 것으로 하여 별도의 문제로 처리하기로 하였다.

본 과제에서는 이러한 각각의 주어진 조건하에서 발생하는 승용차용 엔진의 냉각부하를 효율적으로 제어할 수 있는 각 구성요소의 최적의 조합을 달성하기 위해 주어진 각 조건에 대해 방열기의 방열성능의 예측을 수치적 접근방법을 통하여 가상적으로 시험해 볼 수 있는 시뮬레이터를 연구, 개발하여 제공함으로써 합리적이고 효율적인 엔진 냉각시스템을 설계하는데 소요되는 인적, 물적 자원의 낭비를 최소화하고, 나아가서 보다 경쟁력 있는 차량의 설계, 생산에 연계될 수 있도록 하는데 목적이 있다.

* 부산대학교 기계공학과 석사과정
** 부산대학교 기계공학과 박사과정
*** 부산대학교 기계공학부 부교수
**** 부산대학교 기계기술연구소 연구원
***** 부경대학교 기계공학부 전임강사
***** 현대자동차 주식회사 성능시험 1팀

2. 방열기(Radiator)

2.1 열교환기 해석 방법

2.1.1 총 방열량의 계산

본 연구에서 해석되어지는 방열기는 관의 바깥을 지나 흐르는 유체가 혼합되지 않는 직교유동 열교환기의 일종이다. 열교환기의 해석 방법은 지금까지 제안된 여러 방법이 있지만 본 연구에서는 ϵ -NTU 방법으로 물성치값을 구하기 위해 가정 출구온도를 결정하여 반복적 해석을 하였다. 열 교환기의 효율 ϵ 은 열교환기의 종류에 따라서 다른데, 각각의 열 교환기의 종류에 따라서 무차원수 NTU의 함수로 나타낼 수 있으며, 자동차용 방열기와 같은 cross-flow형(both fluid unmixed) 열 교환기에 대해서 ϵ 은 (식 2.1)과 같이 정의된다⁽³⁾

$$\epsilon = 1 - \exp \left[\frac{\exp \left(-NTU \cdot n \cdot \frac{C_{\min}}{C_{\max}} - 1 \right)}{\frac{C_{\min}}{C_{\max}} n} \right] \quad (1)$$

n 은 NTU의 함수로 다음 식으로 주어진다

$$n = NTU^{-0.22} \quad (2)$$

2.1.2 총괄 열 전달계수

총괄 열 전달계수 U 는 공기 측 및 냉각수 측의 열 전달계수 등을 포함하며, 다음 식으로 나타낼 수 있는데 여기에서는 튜브의 전도저항은 매우 작으므로 무시한다.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_a} + \frac{A_0}{A_i \cdot h_w} + \frac{1-\phi}{h_a \left(\frac{A_P}{A_F} + \phi \right)}} \quad (3)$$

A_P , A_F , A_i 는 핀 배이스를 제외한 튜브외부 총면적, 총 핀 면적, 튜브내부 총면적 [m^2]을 각각 나타내며, ϕ 는 핀 효율로서 식의 단순화를 위해 평판 핀일 경우를 가정하여 다음 식을 사용하였다.

$$\phi = \frac{\tanh Z}{Z}, \quad Z = \left(\frac{2 \cdot h_a}{k_f \cdot t} \right)^{0.5} \cdot l \quad (4)$$

이 식에서 k_f 는 핀의 열전도계수 [$W/m \cdot ^\circ C$], t 는 핀 두께[m], l 은 핀 길이로서 핀 높이의

반인 $b/2$ 가 된다.

공기측 열 전달계수(h_a)를 결정하기 위해서 Shah와 London이 제시한 h_a 는 거의 $\sqrt{V_a}$ (공기측 유속)에 비례한다는 것을 바탕으로 루버의 형상에 대한 관계는 고정하고 V_a 에 대한 비례 관계를 수정한 다음의 식을 본 연구에서 사용하였다⁽⁴⁾

$$h_a = 17.29 k_a \left[P_l^{-0.92} \cdot H_l^{0.33} \cdot \left(\frac{L_l}{b} \right)^{1.1} \cdot b^{0.26} \right] Pr_a^{1/3} \cdot Re_{pl}^{0.5} \quad (5)$$

이 식에서 k_a 및 Pr_a 는 공기의 열전도 계수와 Prandtl수를, P_l 는 루버 피치, H_l 는 루버 높이, L_l 는 루버 길이, Re_{pl} 은 P_l 을 기준으로 하는 Reynolds 수를 나타내고 변수들 모두 공기측 열 전달 계수에 영향을 준다.

냉각수측 열전달계수는 원관 난류 유동에 대해 L/D 의 값이 10이상이면, 관내의 유동은 완전 전개 유동(fully developed flow)으로 간주할 수 있으며, 관내의 완전 전개 유동에 대한 열 전달 계수에 관한 식으로 다음과 같은 Dittus-Boelter식이 제안되어 있다⁽⁵⁾

$$h_w = 0.023 \cdot Re_{Dh}^{0.8} \cdot Pr_w^{0.3} \left(\frac{k_w}{D_h} \right) \quad (6)$$

한편, 수관 내의 유동이 천이 영역이면, 위 식을 사용할 수 없고, 다음의 Gnielinski 식을 사용한다⁽⁵⁾

$$h_w = 0.012 (Re_{Dh}^{0.87} - 280) Pr_w^{0.4} \left[1 + \left(\frac{D_h}{L} \right)^{2/3} \right] \left(\frac{k_w}{D_h} \right) \quad (7)$$

이 식에서 L 은 수관의 길이를 나타내고, k_w 및 Pr_w 는 물의 열전도 계수와 Prandtl수를, Re_{Dh} 은 수력 직경 D_h 를 기준으로 하는 Reynolds수를 나타낸다. 본 연구에서는 위 두 식을 이용하여 냉각수측 열 전달 계수를 구하였는데, 두 식으로 각각 구한 열 전달 계수를 비교하여 작은 쪽의 값을 사용하였다. 냉각제는 Ethylene-glycol인데, 그의 물성치인 밀도, 비열 점성 계수, 열전도 계수는 온도에 따라 주어진 데이터를 이용하

여 3차원 spline을 이용하여 물성치 값을 구하여 사용하였다.

2.2 Water Jacket에서 열 평형 관계식

Water Jacket에 일정 검사 체적을 결정하여 dt 이후의 냉각수 온도를 열 평형 관계식으로부터 유도하여 다음과 같은 식을 유도할 수 있다⁽⁶⁾

$$A \frac{dT_w}{dt} + B \cdot T_w = C \quad (8)$$

$$A = \rho \cdot V \cdot c_p \quad B = \dot{m} \cdot c_p$$

$$C = \dot{Q}_{eng} + \dot{m} \cdot c_p \cdot T_{in}$$

T_w : Water Jacket에서의 냉각수 온도

T_{in} : 유입되는 냉각수 온도

이 수식을 T_w 에 대하여 정리하면 다음과 같다.

$$T_w = \frac{C}{B} + const \cdot e^{-\frac{B}{A}t} \quad (9)$$

3. 팬(Fan), 펌프(Pump)

3.1 냉각수 펌프의 냉각수 유량 결정

HMC에서 제공한 3000rpm과 6000rpm에서의 냉각수 펌프 특성곡선을 Cubic Spline 보간법을 이용하여 나타내고, 상사법칙을 각 rpm에 적용하여 특성곡선을 구한 뒤 저항곡선과 마주치는 점에서 펌프의 작동점을 Fig.1처럼 구하고 이 작동점에서의 유량이 펌프의 유량이 된다⁽⁷⁾ 본 연구에서는 펌프의 작동점을 구하기 위해 반분법을 사용하여 펌프의 작동점의 유량을 구하였다⁽⁸⁾

3.2 냉각 풍량 결정

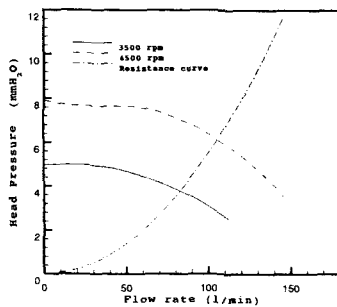
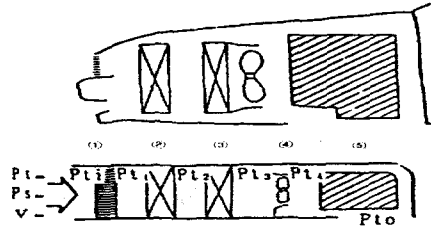


Fig.1 Characteristic Curve & Resistance Curve of the Pump(at 3500 and 4500 RPM)

3.2.1 주행풍과 냉각 Fan풍의 합성

1) 저항 곡선식 유도

차량이 Idle일 경우에는 차속을 Zero로 하여 냉각팬풍만을 고려하면 되지만 차량이 주행할 경우 주행풍은 차속에 비례하여 증가하지만, 냉각팬풍 비율은 차속과는 다르게 증가하기 때문에 주행풍과 냉각팬풍을 합성하여 냉각풍을 예측할 수 있다. 이때 아래 Fig.2와 같이 엔진룸을 하나의 관로계로 생각하여 베르누이 방정식을 적용시켜 저항 곡선식을 유도하면 다음과 같다



- ① Grille ② Radiator ③ Condenser ④ Fan
- ⑤ Engine room

Fig.2 Schematic of vehicle draft equipment

$$\frac{P_\infty}{\rho} + \frac{v_\infty^2}{2} + \frac{\Delta P_f}{\rho} = \frac{P_o}{\rho} + \frac{v_o^2}{2} + K_g \frac{v_g^2}{2} + K_c \frac{v_c^2}{2} + K_R \frac{v_R^2}{2} + K_e \frac{v_e^2}{2} \quad (10)$$

식을 정리하면

$$\Delta P_f = -(Cp_i - Cp_o)\rho \frac{v_\infty^2}{2} + \zeta \rho \frac{v_R^2}{2} \quad (11)$$

ΔP_f : engine room 입출구 압력차

ζ : 전압력 손실 ($K_G + K_C + K_R + K_E$)

K_G : $(1/\lambda' - 1)^2$ (Grill 손실계수)

$\lambda' = \alpha \times \lambda$, $\lambda = \frac{A_G}{A_R}$ α : 개구효율

$$Cp_i = \frac{p_i - p_\infty}{\rho \frac{v_\infty^2}{2}}, \quad Cp_o = \frac{p_o - p_\infty}{\rho \frac{v_\infty^2}{2}}$$

일반적으로 $Cp_i - Cp_o$ 는 1~1.25의 값을 가지는데 본 연구에서는 1의 값을 사용하였고 α 값도 1을 사용하였다.

2) 풍량계산 방법

각각의 손실계수 즉 그릴, 응축기, 방열기 및 엔진룸의 손실계수가 주어지고, 응축기 및 방열기 팬의 성능곡선이 주어지게 되면 idle, 주행할 경우 냉각풍을 고려해서 방열기의 통과풍량을 계산할 수 있다. 그 절차를 설명하면 다음과 같다.

① 응축기 및 방열기팬의 합성

응축기팬 및 방열기팬이 방열기를 냉각시키기 위해 병렬로 설치되어 있기 때문에 병렬특성을 갖게 되므로 각각의 성능곡선을 병렬로 합성해야 한다. Fig.3은 병렬운전특성을 고려하여 두팬의 성능곡선을 합성한 그림을 나타낸 것이다.

② 저항곡선과 특성곡선을 이용한 풍량계산

차량이 주행할 경우에는 차속을 고려해야 하므로 입출구 압력계수의 차로 주행동압을 곱한 분량 $\rho/2 \times (C_{pi} - C_{po}) \times \rho \times V_o^2$ 만큼 비껴놓은 성

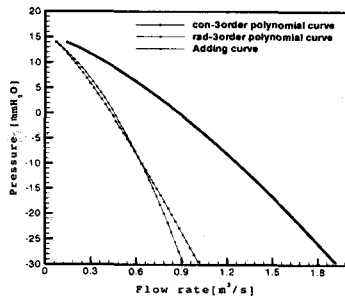


Fig.3 Adding Curve of Radiator-Fan Curve and Condenser-Fan Curve

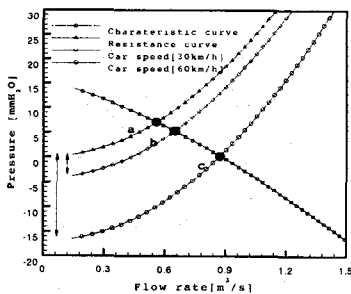


Fig.4 Characteristic Curve vs Resistance Curve of the R-C-Fan at some Car Speed [0, 30, 60 Km/h]

능곡선과 저항곡선의 교차점인 b, c와 같이 냉각

에 필요한 풍량을 결정할 수 있다. Fig.4는 주행풍을 고려할 경우 Idle, 30, 60km/h일 경우에 대한 성능곡선과 저항곡선을 나타낸 그림이다.

③ 냉각풍 예측

Fig.5는 Fig.4의 팬 특성곡선과 저항곡선을 이용하여 주행풍의 변화에 따른 방열기입구의 풍량을 나타낸 그래프이고 구간 a, b는 차량속도에서의 각각의 냉각팬풍과 주행풍이며 구간 c는 주행풍과 냉각팬풍의 합성으로 구한 냉각풍 임을 알 수 있다. Curve 1은 각 차속에서 저항곡선과 특성곡선의 Matching point들을 구한 것으로 방열기 통과풍속을 나타낸 냉각풍과 냉각팬풍의 합성곡선이고 Curve 2는 주행속도에 따른 냉각풍량을 구한 주행풍의 곡선이다.

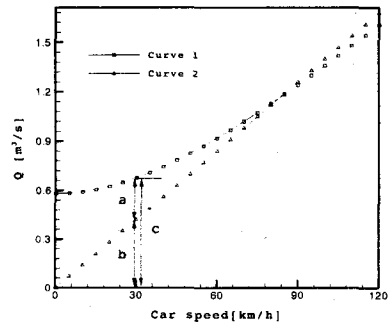


Fig.5 Adding Curve of Driving Airflow and Cooling Fan Airflow

3.2.2 주행풍만 고려시

● 주행풍 예측식 유도

차속의 80km/h이상일 경우에는 Fan off상태이므로 차속에 의한 주행풍만 고려되어야만 하므로 차량 통풍계 개략도상에서 베르누이 방정식과 연속방정식을 적용하여 전압력 손실 ζ 를 사용하여 나타내면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\frac{V_{\infty}}{V_R} = \sqrt{\frac{1}{(\zeta+1)}} \quad (12)$$

4. 엔진(Engine)

4.1 냉각수로의 전열량

본 연구에서는 일본의 Mitsuru Hoshi에 의해

서 수행된 Analysis of Heat Dissipation of Vehicle Engine 논문을 바탕으로 냉각수 전열을 해석하였다⁽⁹⁾

$$\begin{aligned}
 Q_r = & 1.163 \times 10^{-3} \left\{ 1 + 1.97 \times (\varepsilon^{-1.25} \cdot \frac{T_3}{T_2} - \right. \\
 & 0.115) (Dr\eta_U n_E)^{-0.35} T_3^{0.545} N_i \{ (1 + 0.54r/D) \\
 & \times \varepsilon^{-0.386} / (1 - \varepsilon^{-0.25}) \} + 0.662 \\
 & \times 10^{-8} \varepsilon^{-1} T_3^4 (V_s/r) (1 + 0.64r/D) \\
 & + ZDr^{1.5} n_E^{1.5} \nu_0^{0.5} \times [0.0146 \{ \sum (t_n P_r) \\
 & + \sum (t_n P_r) - T^{0.5} \} \\
 & + 0.198 \{ t_n \eta_U (\varepsilon - 1)^{-0.25} \}^{0.5} (T_2^{0.5} + T_3^{0.5}) \\
 & + 0.154 \times 10^{-3} (t_n^{0.5} P_r)_T \\
 & \left. \{ \eta_U (\varepsilon - 1)^{-0.25} \}^{-0.5} (T_2^{-0.5} + T_3^{-0.5}) \right. \\
 & + 0.115 \times 10^{-3} \delta_P^{0.5} (\rho W r / D)^{0.5} n_E \\
 & \left. + 0.0156 \delta_P^{0.5} \times \{ \rho D \eta_U (\varepsilon - 1)^{-0.25} \}^{0.5} \right. \\
 & \left. (T_2^{0.5} + T_3^{0.5}) \right) \text{ (KW)} \quad (13)
 \end{aligned}$$

각 변수, 계수들을 정의하면

- T_2 : 압축 종료 시 Gas 온도
- T_3 : 연소 종료 시 Gas 온도
- n_E : 회전수 (rpm)
- ε : 압축 비
- V_s : 배기량
- m_0 : 지수 정수 ($0 < m_0 < 1$)
- ν_0 : 동점성계수
- P : Gas 압력
- P_r : 각 ring 면압
- D : Piston 지름
- r : Crank 반경
- η_U : 용적효율
- N_i : 지시 출력
- n : Polytropic 지수 (약 1.25)
- Z : Cylinder 수
- δ_P : Piston과 Cylinder의 접촉각
- t_n : 각 Piston Ring 폭
- W : Piston 상당질량
- W_r : Ring이 Cylinder를 누르는 단위력
- ρ : Crank 반경과 connecting rod 길이의 비

첨자 T : Top ring

첨자 $-T$: Top ring 이외의 ring

$A, A', B, c, \xi, \tau, m$: 정수

$C_{r1}, C_{r2}, C_{r3}, C_{r4}, C_{r5}, C_{r6}$: 정수

5. 해석 결과

5.1 냉각 시스템 성능해석

본 연구에서는 엔진에서 방열되는 열량이 냉각수로 전열되는 양은 엔진 제원이나 형상 등에 매우 의존적인 부분이므로 이를 근사 해석하기보다는 우선적으로 실험이나 수치해석 등의 방법에 의한 결과를 방열부의 자료로 선택하는 것을 원칙으로 하며, 부가적으로 요구되는 가상적인 엔진 성능 시험이나, 방열기 등의 선정에 위하여 직렬 4기통형의 한정적인 엔진에 국한되는 실험적 근사식을 기준으로 엔진발열에 의한 냉각수 전열량 산정 프로그램을 개발하여 추가하였다.

실차 실험에 의한 결과와 본 연구를 통하여 해석한 결과는 정성적, 정량적으로 좋은 일치율을 보이고 있으나 방열기의 냉각수 입구와 출구의 온도차를 예측하는 부분에서는 다소 실제값과 오차를 나타내고 있다. 이러한 문제점을 개선하기 위하여 본 프로그램에서는 각 물성치와 결과 값을 실험이나 기준자료를 바탕으로 보정하여 적용할 수 있는 보정계수를 삽입하여 개선하였고 본 연구에서는 출구온도 보정계수 0.98을 사용하여 결과를 얻어 성능시험값과 아주 근접함을 알 수가 있다.

5.2 실험 조건에서의 해석결과

5.2.1 개발된 프로그램 실행 화면

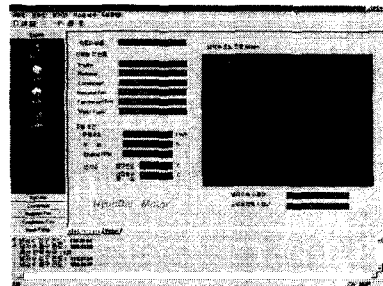


Fig.6 Program Execution Form

5.2.2 Cooling System Performance Test Results

조건	차 속(Km/h)	50	75	95	125
	변속단	2	3	3	4
	ENG RPM	2747	2606	3302	2857
	Throttle(%)	35	42	30	39
해석	Rad-입구(°C)	107.8	102.1	101.6	102.0
	Rad-출구(°C)	102.8	96.8	96.9	96.8
시험	Rad-입구(°C)	107.5	102.5	101.7	102.5
	Rad-출구(°C)	101.4	96.5	97.2	97.0

5.2.3 성능시험과 프로그램 해석 결과 비교

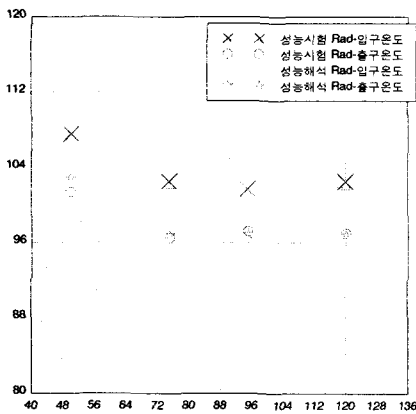


Fig.7 Comparison of Performance Test and Program Analysis

이상과 같은 이론과 방법을 통하여 계산한 결과 Fig.7에서 보는바와 같이 비교적 실제 시험값과 유사한 경향과 결과를 도출하였으며 실제 설계 단계의 개발이나 성능향상을 위한 기본적인 도구로의 활용을 확인할 수 있다

6. 결론

본 연구를 통하여 설정 자료의 입력과 병행하여 방열기의 수치적 해석루틴은 물론, 팬과 펌프의 성능 해석 프로그램과 가상적인 엔진냉각수 방열량의 산정 프로그램 또한 포함하였으며 또한 각각의 구성부품이 각 경우별로 조합되어 계산됨은 물론이고 최적의 구성을 선정할 수 있도록 관계형 데이터베이스를 구축하여 사용자의 각 단품

데이터 관리가 용이하였으며 아래와 같은 결론을 도출하였다.

1. 승용 자동차 엔진 냉각시스템의 해석을 위한 Visual Simulator를 Window Interface와 그래픽처리를 통해 개발하였다.

2. 주어진 각 단품의 작동조건에 따라 방열기의 입구 유입온도와 출구 온도 및 방열량의 예측이 가능하도록 하였고, 비교자료와의 결과를 통하여서 비교적 근사한 값을 얻을 수 있었다.

3. 각 단품에 대하여 각각의 실험 측정 데이터 또는 수치해석의 결과를 DataBase화하여 관리, 사용할 수 있고, 설계 초기 단계에서 선행 실험된 다른 차종과도 비교 분석 할 수 있다.

4. 선행 요구되는 입력조건이나 자료가 실험적이나 수치해석적으로 정확한 값이 제공되어진 경우에 대하여서는 비교적 좋은 결과를 산출하였으나 각 구성부품의 성능과 전체성능의 계산에 보정계수를 부가할 수 있도록 하여, 더욱 정확한 성능예측을 가능하도록 하였다.

참고 문헌

- (1) M. G. An & W. G. Park, "3차원 자동차 주위의 유동 및 공력소음 해석". 1999
- (2) D. M. Gang & W. G. Park, "측풍의 영향을 고려한 자동차 주위의 유동해석". 2000
- (3) C. W. Lee & H. Y. Kwon, D. J. Huh, "An Analysis About the Heat Dissipation of an Automotive Heater Core".
- (4) M. Y. Ha & K. C. Kim, "Fluid flow and Heat transfer Characteristics in Multi-Louvered Fin Heat Exchanger".
- (5) R. L. Webb, "The Flow Structure in the Louvered Fin Heat Exchanger Geometry"
- (6) J. S. Jurng & C. S. Lee, "Design of the Heat Dissipation Rate of Automotive Radiation (I) Analysis of Heat Dissipation"
- (7) Couetouse & D. Gentile, "Cooling System Control in Automotive Engines," SAE 920788, 1992
- (8) R. L. Burden & J. D. Faires, "Numerical Analysis, PWS-KENT", 1989
- (9) M. Hoshi, "Analysis of Heat Dissipation of Vehicle Engine" Vol.43 No. 8, 1989