

<기술논문>

엔진 냉각시스템 성능해석에 관한 연구

신 창 훈*¹⁾ · 이 승 희²⁾ · 박 원 규²⁾ · 장 기 룡³⁾

한국가스공사 연구개발원¹⁾ · 부산대학교 기계공학부²⁾ · 현대자동차³⁾

The Study about the Performance-Analysis of a Automotive Engine Cooling System

Chang-Hoon Shin*¹⁾ · Seung-Hee Lee²⁾ · Warn-Gyu Park²⁾ · Gi-lyong Jang³⁾

¹⁾Research and Development Division, Korea Gas Corporation (KOGAS), 638-1 Il-dong, Sangnok-gu, Ansan-si, Gyeonggi 426-790, Korea

²⁾School of Mechanical Engineering, Busan National University, Busan 609-735, Korea

³⁾Hyundai Motor Company, 700 Yangjung-dong, Buk-gu, Ulsan 683-791, Korea

(Received 28 June 2005 / Accepted 26 September 2005)

Abstract : An engine cooling system affects overall performances of an engine which has been recently requested higher power in more confined engine room. The design of efficient cooling system demands a great effort to effectively correlate with each components, such as water jacket, radiator, coolant pump, cooling fan, etc. Thus, the aim of this study is to provide the design tool of the cooling system in the early design stage by enabling for the designer to accurately predict the engine cooling performances. This user-friendly design tool has various ways to assemble each components and control the running condition with related database. The present design tool was simulated and compared with experimental data. As a result, the inlet and outlet temperature of the radiator agree very well with experiments. It was concluded that the present design tool could be effectively used for the design of the engine cooling system.

Key words : Engine cooling system(엔진 냉각 시스템), Thermal radiation analysis(방열 해석), Heat transfer analysis(열 전달 해석), Coolant flow analysis(냉각수 해석), Simulator(시뮬레이터)

1. 서 론

세계 주요 자동차 메이커에서 최근에 출시되는 자동차 모델들은 차체의 경량화와 슬림한 디자인의 도입에 따라 차량 전면 그릴에서의 냉각풍 도입면적은 매우 축소되는 반면, 고출력을 위한 고성능 엔진의 장착과 고속, 과부하 주행에 따라 발생하는 발열량은 오히려 크게 증가되는 경향이 두드러지고 있다. 이에, 우수한 엔진 냉각 성능의 확보와 적절한 구성부품의 조합은 자동차 설계자에게 매우 중요한

문제가 되고 있다.

엔진의 냉각은 크게 수열 관점에서의 엔진 냉각계와 방열 관점에서의 차량 냉각계로 대별할 수 있다. 우선 수열 관점에서 엔진 냉각은 열 부하 저감에 의한 내구성 확보, 노크 억제를 통한 성능 개선, 워밍업 시간단축에 의한 유해 가스 배출 저감 등을 그 목적으로 하고 있으며, 방열 관점에서 엔진 냉각은 과열 방지를 통한 내구성 확보와 과냉 방지를 통한 연비 개선 그리고 히터 성능과성에 제거 기능 향상 등을 주목적으로 하고 있다. 이러한 차량 엔진 냉각 시스템의 효율적인 설계를 위해서는 엔진 내의 위

*Corresponding author. E-mail: chshin@kogas.re.kr

터 재킷의 설치 위치, 방열기의 형상 및 용량, 써모스택의 형상 등 여러 가지 설계인자의 고려와 더불어 엔진 발열량의 산출, 냉각 펌프와 팬의 사양에 따른 유량 예측과 라디에이터 방열능의 예측이 반드시 요구된다.

엔진 냉각 시스템의 설계, 성능평가는 시스템 특성상 실제 차량에 장치를 구성하고 각종 요소 부품들을 변화시켜 가며 실제 시험을 통하여 이루어지는 것이 일반적이다. 그러나 전적으로 실제 시험에만 의존할 경우, 시행착오에 의한 개발일정, 소요경비 증가 등의 문제가 적지 않으므로 이를 개선하기 위해서는 이론적 계산과 해석적 방법이 실제실험과 병행되는 것이 매우 바람직하다. 특히 개발 초기단계에서 이러한 이론적, 해석적 방법을 통한 엔진 냉각 시스템의 성능예측이 가능하다면, 이를 설계 초기단계에 적용, 피드백(feed back)함으로써 개발기간 단축은 물론 막대한 개발비용 절감 및 성능 개선 효과를 기대할 수 있다.

본 연구에서는 최적의 방열기, 팬, 펌프 시스템 등의 사양을 결정하고 냉각 시스템 특성(방열기 입 출구 온도, 방열량, 순환량 등)을 신뢰성 있게 예측함으로써 최적의 엔진 냉각 시스템 개발을 달성할 수 있도록 각 단품의 해석방안과 전체 냉각시스템의 해석방안에 대한 연구를 수행하고자 한다.

이를 위하여, 우선 엔진 냉각계통의 구성부품을 크게 ①엔진의 방열과 이에 따른 냉각수의 수열로 이어지는 엔진부분, ②냉각수의 순환량을 결정하는 냉각수 펌프, ③냉각수의 순환에 의하여 공급되는 열량을 외부로 방출하는 방열기 부분 및 ④방열기의 열량을 외부로 추출하기 위해 냉각공기의 유입량을 결정하는 냉각 팬의 네 부분으로 구분하여, 각 부분의 해석을 위한 이론적, 해석적 방법에 대하여 선행 연구를 중심으로 방대한 자료에 대한 면밀한 조사와 검토를 통하여 각 부분에 대한 최적의 이론 계산식 모델 또는 수치해석 모델을 선정, 적용하고자 한다.

다음으로 이러한 각 부분의 단품의 해석은 물론 각 부분 해석모델을 유기적으로 결합하여 각 작동 조건(엔진 RPM, 제원, 구성부품변화, 외기 온도 등)

의 변화와 사양(방열기의 크기 및 핀 형상, Fan 용량 등)의 변화 및 도로부하(등판 및 강판 시, 외부 온도, 정차 및 주행 등) 등에 따른 각각의 운전, 부하 조건에서 발생하는 전체 엔진 냉각 시스템 성능을 예측 및 평가할 수 있는 통합 엔진 냉각시스템 성능해석 전산모사 프로그램을 개발하고자 한다.

2. 엔진 발열과 냉각수로의 전열량

본 연구에서는 기본적인 엔진 냉각 시스템의 구성을 Fig. 1과 같이 크게 네 부분으로 구분하여 엔진에서의 발열량과 방열기에서의 방열량과의 관계를 냉각수와 냉각공기의 각 작동유체를 수송하는 펌프와 팬의 역할을 통하여 정립하였다. 즉, 그림에서와 같이 엔진의 연소에 의한 발열량, Q_e 중에서 냉각수로 전열되는 양을 Q_w 라 하고 냉각수의 질량유량을 m_w , 냉각 팬에 의하여 방열기로 공급되어지는 냉각공기의 질량유량을 m_a 라 두어, 수송되어지는 두 작동유체의 질량유량에 따라서 궁극적으로 방열기에서 방열되어지는 열량, Q_r 과의 상관관계를 각 온도 조건, 펌프나 팬의 사양변화에 따른 질량유량, 방열기의 사양변화, 주행속도와 엔진부하에 따른 함수로 두어 해석하고자 한다.

엔진에서 발생하는 발열량의 냉각수로의 전열량에 대한 계산은 Hoshi¹⁾에 의한 다음의 준 실험식을 사용하였다. 이것은 엔진의 실린더 벽에서의 방출 열량을 실린더 내부의 강제대류 열 전달량과 고온 GAS의 복사에 의한 열 전달량 및 마찰에 의한 열 전달량으로 각각을 고려하여 그의 총합으로 엔진의 방출열량을 계산하고 다시 냉각수로의 전열량은

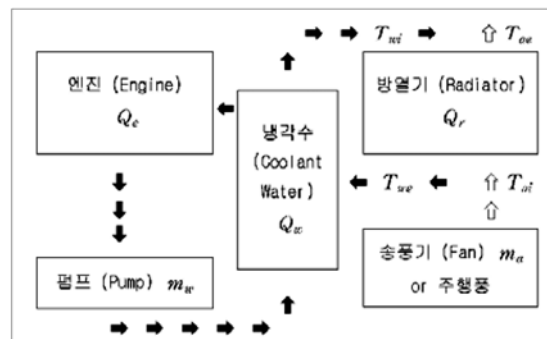


Fig. 1 Engine cooling system model

gas의 경계층, engine의 본체, 물 경계층 중에서 열 저항이 큰 gas측 열전달만을 고려하고 다른 것을 무시하면 최종적으로 다음의 식 (1)과 같이 된다.

$$\begin{aligned}
 Q_t = & A \left\{ 1 + c \left(\varepsilon^{-n} \cdot \frac{T_3}{T_2} - A' \right) \right\} (Dr\eta_U n_E)^{-(1-m)} \\
 & T_3^{(1-0.7m)} N_i \left\{ (1 + \xi r/D) \varepsilon^{-(2-0.7m)(n-1)} / (1 - \varepsilon^{-(n-1)}) \right\} \\
 & \times \varepsilon^{-(2-0.7m)(n-1)} / (1 - \varepsilon^{-(n-1)}) \} \\
 & + B \varepsilon^{-4(n-1)} T \frac{4}{3} (V_s/r) (1 + \tau r/D) \\
 & + 120\pi Z D r^{(1+m_0)} n_E^{(1+m_0)} V_0^{m_0} \\
 & \times [c_{r1} \{ \sum (t_n P_r)^{(1-m_0)} + \sum (t_n P_r)_{-T}^{(1-m_0)} \} \\
 & + c_{r2} \{ t_n T \eta_U (\varepsilon - 1)^{-(n-1)} \}^{(1-m_0)} \\
 & \times (T_2^{(1-m_0)} + T_3^{(1-m_0)}) \\
 & + c_{r3} (t_n^{(1-m_0)} P_r) T \{ \eta_U (\varepsilon - 1)^{-(n-1)} \}^{-m_0} \\
 & \times (T_2^{-m_0} + T_3^{-m_0}) \\
 & + c_{p1} \delta_P^{m_0} (\rho W r/D)^{(1-m_0)} n_E^{(2-2m_0)} + c_{p2} \delta_P^{m_0} \\
 & \times \{ \rho D \eta_U (\varepsilon - 1)^{-(n-1)} \}^{(1-m_0)} (T_2^{1-m_0} + T_3^{(1-m_0)}) \\
 & + c_{p3} \delta_P^{m_0} \rho^{(1-m_0)} r D^{-(1-m_0)} \{ \eta_U (\varepsilon - 1)^{-(n-1)} \}^{-m_0} \\
 & \times W n_E^2 (T_2^{-m_0} - T_3^{-m_0}) \} \quad (kW) \quad (1)
 \end{aligned}$$

T_2 : 압축 종료시 가스 온도

T_3 : 연소 종료시 가스 온도

n_E : 회전수(rpm)

ε : 압축 비

V_s : 배기량

m_0 : 지수 정수 ($0 < m_0 < 1$)

ν_0 : 동점성계수

P : 가스 압력

P_r : 각 Ring 면압

D : 피스톤 지름

r : 크랭크 반경

η_U : 용적효율

N_i : 지시 출력

n : Polytropic 지수(약 1.25)

Z : 실린더 수

δ_P : 피스톤과 실린더의 접촉각

t_n : 각 피스톤 Ring 폭

W : 피스톤 상당질량

W_r : Ring이 실린더를 누르는 단위력

ρ : 크랭크 반경과 커넥팅 로드 길이의 비

$A, A', B, c, \xi, \tau, m$: 실험 상수

$c_{r1}, c_{r2}, c_{r3}, c_{p1}, c_{p2}, c_{p3}$: 실험 상수

하첨자 T : 상부 Ring

하첨자 $-T$: 상부 Ring 이외의 Ring

3. 방열량의 이론적 해석

3.1 열교환기 해석 방법

3.1.1 총 발열량의 계산

본 연구에서 해석하는 방열기는 대부분의 자동차에서 사용되어지고 있는 cross-flow형 열 교환기이다. 열교환기의 해석방법으로는 대수평균온도차법(LMTD)과 ε -NTU 방법이 가장 널리 알려져 있다. 대수평균온도차법은 입구 및 출구의 온도가 알려져 있거나 쉽게 알 수 있을 때 유용하다. 그러나 주어진 열 교환기에 대하여 입구, 출구의 온도를 결정하기 위해 LMTD방법을 사용할 경우 반복 계산을 통해 구할 수는 있으나 비효율적이며, 수렴 해를 얻는 과정이 복잡하다. 따라서 본 연구에서는 열 교환기 해석을 위해서 열 교환기의 효율, ε 과 전달단위수, NTU를 정의하고, 이를 이용하여 열 교환기의 열 교환량을 구하는 방법인 ε -NTU법을 사용하였다. 이때 요구되는 물성치 값을 구하기 위해 출구온도를 가정하여 반복적 계산을 통하여 이를 결정하며 열 교환기 효율, ε 등은 다음과 같이 정의된다.²⁾

$$q = \varepsilon q_{\max} = \varepsilon C_{\min} (T_{w1} - h_{a1}) \quad (2)$$

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[\frac{\exp \left(-NTU \cdot n \cdot \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right) - 1}{\frac{C_{\min}}{C_{\max}} n} \right] \quad (3)$$

여기서, q : 열 전달률

q_{\max} : 최대 가능 열 전달률

T_{w1} : 방열기 냉각수 입구 온도

T_{a1} : 방열기 도입공기 온도

ε : 열교환기 효율

NTU : 전달 단위수(UA/C_{\min})

U : 총괄 열 전달계수

A : 열 전달 면적

C : 열용량

n 은 NTU 의 함수로 다음의 식과 같다.

$$n = NTU^{-0.22} \quad (4)$$

3.1.2 총괄 열 전달계수

방열량 계산에 필요한 무차원 수 NTU 는 위에서 정의하였고, 이 식에는 총괄 열 전달계수 U 가 포함되어 있다. 따라서 실제 열 전달량을 구하기 위해서는 총괄 열 전달 계수의 값을 알아야 한다. 총괄 열 전달계수는 공기 측 및 냉각수 측의 열 전달계수 등을 포함하며, 다음 식으로 나타낼 수 있는데 여기서, 튜브의 전도저항은 작으므로 무시하였다.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_a} + \frac{A_0}{A_i \cdot h_w} + \frac{1 - \phi}{h_a \left(\frac{A_P}{A_F} + \phi \right)}} \quad (5)$$

여기서, A_0, A_P, A_F, A_i 는 총 전열면적, 핀 베이스를 제외한 튜브외부 총면적, 총 핀 면적, 튜브내부 총면적을 각각 나타내고 핀 효율(ϕ)은 식의 단순화를 위해 평판 핀일 경우로 가정하여 다음의 식을 사용하였다.

$$\phi = \frac{\tanh Z}{Z}, \quad Z = \left(\frac{2 \cdot h_a}{k_f \cdot t} \right)^{0.5} \cdot l \quad (6)$$

이 때, k_f 는 핀의 열전도계수, t 는 핀 두께, l 은 핀 길이로써 핀 높이의 반이 된다. 공기측 열 전달계수 (h_a)를 결정하기 위해서 Shah와 London³⁾은 대류 열 전달 계수가 거의 냉각공기 속도의 1/2제곱에 비례한다는 것을 보였고 정종수, 이춘식⁴⁾은 Shah와 London의 결과와 자동차용 방열기의 방열실험 결과를 토대로 아래의 변형식을 제안하였고 본 연구에서는 이 변형식을 사용하였다.

$$h_a = 17.29 k_a \left[P_l^{-0.92} \cdot H_l^{0.33} \cdot \left(\frac{L_l}{b} \right)^{1.1} \cdot b^{0.26} \right] \cdot Pr_a^{1/3} \cdot Re_{pl}^{0.5} \quad (7)$$

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, b 는 냉각핀 높이, Re_{pl} 은 P_l 을 기준으로 하는 Reynolds 수를 나타낸다. 그리고 공기 측의 밀도, 정적비열, 점성계수, 열전도계수는 curve fitting 한 다음 식을 사용하였다.

$$\begin{aligned} \rho_a &= 1.3486 - 0.0051 T \\ c_{pa} &= 1005.2 + 1.6683 \times 10^{-4} T + 4.1 \times 10^{-4} T^2 \\ \mu_a &= 1.709 \times 10^{-5} + 5.467 \times 10^{-8} T \\ k_a &= 0.024 + 7.96 \times 10^{-5} T \end{aligned} \quad (8)$$

냉각수 측에 대해서는 방열기 수관타입은 flat tube를 사용하였으며 수력 직경에 근거한 설계 Reynolds 수의 범위는 3,000~20,000정도이고 원관 유동에 대해 원관 길이와 수력직경의 비가 10이상이기 때문에 완전 전개된 유동으로 간주할 수 있다. 관내의 완전 전개 난류유동에 대한 열 전달 계수에 관한 식으로 다음과 같은 Dittus-Boelter⁵⁾식을 사용하였다.

$$h_w = 0.023 \cdot Re_{Dh}^{0.8} \cdot Pr_w^{0.3} \left(\frac{k_w}{D_h} \right) \quad (9)$$

이 식에서 k_w 및 Pr_w 는 냉각수의 열 전도 계수와 Prandtl수를, Re_{Dh} 은 수력 직경(D_h)를 기준으로 하는 Reynolds수를 나타낸다. 그러나 수관 내의 유동이 천이 영역일 경우에는 다음의 Gnielinski식⁶⁾을 사용하였다.

$$h_w = 0.012 (Re_{Dh}^{0.87} - 280) Pr_w^{0.4} \left[1 + \left(\frac{D_h}{L} \right)^{2/3} \right] \left(\frac{k_w}{D_h} \right) \quad (10)$$

여기서 L 은 수관의 길이를 나타낸다.

본 연구에서는 위 두 식을 이용해 냉각수 측 열전달 계수를 구하여 작은 쪽의 값을 사용하였다. 냉각수는 Ethylene-Glycol과 물을 50:50 비율로 혼합된 경우를 기준으로 사용하였고 밀도, 비열, 점성 계수, 열전도 계수는 Table 1에 제시된 온도에 따른 데이터를 이용해 3차 Spline 방법으로 보간하여 각 물성치 값들을 구하였다.

3.2 Water Jacket에서 열평형 관계식

방열기에서 냉각된 냉각수는 엔진의 Water Jacket

Table 1 Properties of ethylene-glycol

온도 °C	밀도 Kg/m ³	비열 J/Kg · K	점성계수 N · s/m ²	열전도계수 W/m · K
80	1038.46	3512	0.00098	0.411
85	1034.77	3532	0.00089	0.413
90	1030.95	3551	0.00082	0.414
95	1027.01	3570	0.00076	0.415
100	1022.95	3590	0.00070	0.416
105	1018.76	3609	0.00065	0.416
110	1014.46	3628	0.00060	0.417

에 유입되어 엔진 방열량으로 인해 다시 온도가 상승하게 된다. 이 때 상승된 냉각수의 온도를 결정하기 위하여, Water jacket에 일정 검사 체적을 정의하고 미소시간 증분 Δt 이후의 냉각수 온도를 열 평형 관계식으로부터 유도된 다음의 식을 도입하여 사용하였다.

$$A \frac{dT_w}{dt} + B \cdot T_w = C \quad (11)$$

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

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

T_w : Water jacket에서의 냉각수 온도

T_{in} : 유입되는 냉각수 온도

\dot{Q}_{eng} : 냉각수로의 엔진 방열량

\dot{m} : 질량 유량

c_p : 정압 비열

ρ : 밀도

V : 체적유량

이 식을 T_w 에 대하여 정리하면 다음과 같다.

$$T_w = \frac{C}{B} + const \cdot e^{-\frac{B}{A}t} \quad (12)$$

4. 펌프, 팬의 유량 해석

4.1 냉각수 펌프의 유량

엔진의 냉각수는 부동액이므로 비압축성 유체로 취급할 수 있으며, 냉각수 유량과 압력강하를 계산하기 위한 유동의 지배방정식은 냉각수 입구, 출구에 대한 압력손실을 고려한 확장된 Bernoulli 방정식으로 다음 식과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{p_1}{\rho} + gz_1 + \frac{v_1^2}{2} + \frac{\Delta p_{pu}}{\rho} \\ = \frac{p_2}{\rho} + gz_2 + \frac{v_2^2}{2} + \frac{\Delta p_{v1 \rightarrow 2}}{\rho} \end{aligned} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} Y_{d1} + Y_{h1} + Y_{k1} + Y_{pu} \\ = Y_{d2} + Y_{h2} + Y_{k2} + Y_{v1 \rightarrow 2} \end{aligned} \quad (14)$$

여기서, Y_d : 압력에 대한 비에너지

Y_h : 수두에 대한 비에너지

Y_k : 속도에 대한 비에너지

Y_{pu} : 펌프에 대한 비에너지

Y_v : 손실에 대한 비에너지

첨자 1 : 입구, 2 : 출구

이 때, 각 구성품을 통과하는 유량에 기인한 비에너지 손실은 유량의 함수인 다음 식과 같다.

$$Y_v = RQ^2 \quad (15)$$

여기서, 비례상수 R은 난류 유동에 있어서 온도와 점성의 영향이 상대적으로 작을지라도, 일반적으로 유량, 온도, 동점성 계수에 의존하는 것으로 알려져 있다.

본 연구에서는 냉각수 유량을 결정하기 위한 특성곡선은 펌프 제작사로부터 제공된 데이터를 사용하였다. 냉각펌프의 특성 곡선과 냉각수 회로의 저항곡선이 마주치는 점이 펌프의 작동점이 되기 때문에 이 작동점을 계산하면 각 엔진 회전수(rpm)에 따른 냉각수 유량을 결정할 수 있다. 그러나 제작사에서 제공되는 데이터는 특성을 대표하는 일정 엔진 회전수에서의 몇몇 값들만이 주어지므로 모든 엔진 회전수 영역에서의 자료는 직관적으로 획득될 수 없다. 따라서 전체 엔진 회전수에서의 펌프 특성곡선을 구하기 위해서는 별도의 방법을 통한 자료의 산출이 요구된다.

이를 위해서, 본 연구에서는 Cubic spline 보간법을 이용해서 냉각 펌프의 특성 곡선의 Curve Fitting을 수행하였다. 다항식을 사용하여 폐구간 상에서 임의의 함수 근사 값을 구할 경우, 정확한 근사 값을 갖는 함수를 구하기 위해서는 고차의 다항식이 필요하며, 펌프 모델을 변경할 경우 다항식의 계수를 매 경우 다시 계산해야 하는 번거로움이 발생한다

는 단점이 있다. 또한 이 다항식들은 모두 진동하는 특성이 있으며, 구간의 작은 부분에서의 진동에 의해 전 구간에서의 큰 진동으로 전파되어질 수 있다. 따라서 이러한 단점을 피하고 정확도가 높은 근사함수를 구하기 위해 본 연구에서는 구간별 다항식 근사(Piecewise Polynomial Approximation)인 Cubic Spline 보간법을 사용하였다.

펌프 제작 회사로부터 제공받은 엔진의 3000 rpm 과 6000 rpm에서의 냉각수 펌프 특성곡선을 cubic spline 보간법을 이용하여 나타내고, 펌프 상사법칙을 각 rpm에 대해 적용하여 계산된 결과를 특성곡선으로 나타내면 Fig. 2와 같다.

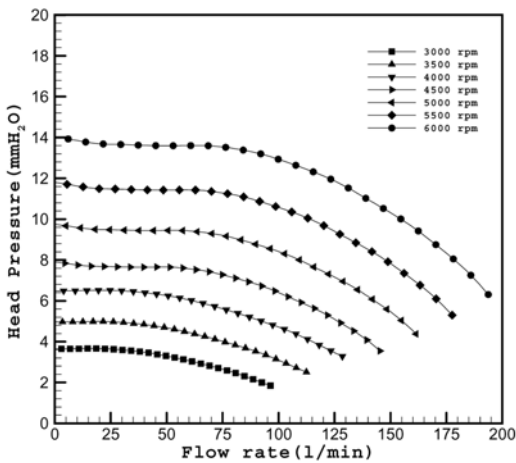


Fig. 2 Characteristic curve of the water pump at various rpm

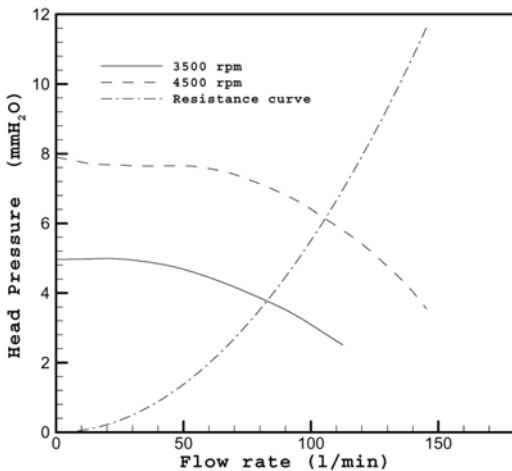


Fig. 3 Characteristic and resistance curve of the water pump at 3500rpm and 4500 rpm

이 펌프 특성곡선에서 3500 rpm과 4500 rpm의 경우를 예로 들면 Fig. 3에서 나타나는 바와 같이 저항 곡선과의 교차점을 구하면 이 점에서의 유량이 펌프의 작동 유량이 된다.

4.2 방열기(Radiator) 냉각 풍량 결정

4.2.1 주행 풍량과 냉각팬 풍량의 합성

4.2.1.1 저항 곡선식 유도

차량이 정지 상태에서 공회전하는 경우에는 차의 속도를 영으로 하여 냉각팬에 의한 풍량만을 고려한다. 그러나 차량이 주행할 경우, 주행에 따른 풍량은 차속에 비례하여 증가하고, 냉각팬의 풍량 비율은 차속과는 다르게 증가하기 때문에 주행 풍량과 냉각팬 풍량을 합성하여 냉각 풍량을 예측하여야 한다. 이때 Fig. 4와 같이 엔진룸을 하나의 관로계로 가정하여 베르누이 방정식을 도입, 유로 저항 곡선식을 유도하면 다음 식과 같다.^{7,8)}

$$\frac{P_i}{\rho} + \frac{v_i^2}{2} + \frac{\Delta P_f}{\rho} = \frac{P_o}{\rho} + \frac{v_o^2}{2} + K_G \frac{v_G^2}{2} + K_c \frac{v_c^2}{2} + K_R \frac{v_R^2}{2} + K_E \frac{v_E^2}{2} \quad (16)$$

이 식을 다시 정리하면

$$\Delta P_f = -(Cp_i - Cp_o)\rho \frac{v_\infty^2}{2} + \zeta \rho \frac{v_R^2}{2} \quad (17)$$

여기서, ΔP_f : 엔진룸 입출구 압력차

V_∞ : 차속,

V_R : 라디에이터 통과 풍속

$$Cp_i = \frac{P_{t_i} - P_\infty}{\rho \frac{v_\infty^2}{2}} : \text{입구 압력계수}$$

$$Cp_o = \frac{P_{t_o} - P_\infty}{\rho \frac{v_\infty^2}{2}} : \text{출구 압력계수}$$

P_t : 전압, ∞ : 주류, i : 입구, o : 출구

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

K_E : Engine Room 손실계수

K_C : Condenser 손실계수

K_R : Radiator 손실계수

$$= [K_c - 1 - \sigma^2] + [2 \frac{D_R}{D_{ha}} \cdot f] + \frac{\rho_1}{\rho_2} (K_e + 1 + \sigma^2 + 2 \frac{D_R}{D_{ha}} \cdot f)$$

$$K_c = 0.410 + 0.173 \times 10^{-2} \sigma - 0.410 \times \sigma^2$$

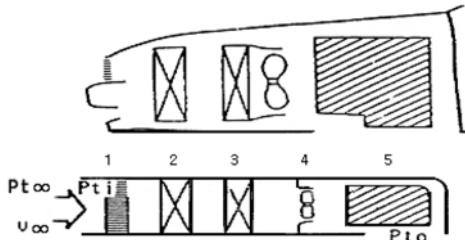
$$K_e = 0.924 - 1.776 \sigma + 0.847 \sigma^2$$

K_c, K_e : 입·출구 압력손실계수

σ : 전면면적에 대한 유체통과 유효 단면적비

f : 마찰계수

일반적으로 $C_{p_i} - C_{p_o}$ 는 1~1.25의 값⁷⁾을 가지는 데 본 연구에서는 1.0을 사용하였고 α 값도 1.0을 사용하였다.



1. Grill 2. Radiator 3. Condenser 4. Fan 5. Engine

Fig. 4 Schematic draft of vehicle equipment

방열기 그릴의 손실계수 K_C 는 돌연확대관 유동으로 모델링하여 베르누이 방정식을 적용하여 도출하였고, 엔진의 손실계수 K_E 는 실험을 통하여 제공된 데이터를 사용하였다. 응축기와 방열기의 손실계수 K_C 와 K_R 는 방열기 코어 모델에서 유도된 동일한 식을 적용하였다.^{9,10)}

4.2.1.2 풍량계산 방법

각각의 손실계수 즉 그릴, 응축기, 방열기 및 엔진룸의 손실계수가 주어지고, 응축기 및 방열기 팬의 성능곡선이 주어지게 되면 공회전시와 주행을 하는 각 경우에 대하여 방열기를 통과하는 풍량을 다음의 절차에 따라 계산할 수 있다.

① 응축기 및 방열기 팬 풍량의 합성

응축기 팬과 방열기 팬이 방열기를 냉각시키기 위해 병렬로 설치되어 있기 때문에 총 풍량은 각각의 성능곡선을 합성해야 한다. Fig. 5는 병렬운전특성을 고려하여 두 팬의 성능곡선을 합성한 그림을

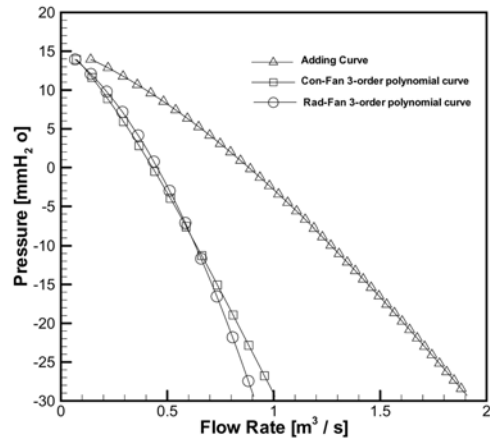


Fig. 5 Combination of radiator-fan and condenser-fan curve

나타낸 것이다.

② 저항곡선과 특성곡선을 이용한 풍량계산

Fig. 6은 주행풍을 고려할 경우, 공회전과 30 km/h, 60 km/h의 주행속도일 경우에 대한 성능곡선과 저항곡선을 나타낸 그림이다. 차량이 공회전(Idle) 상태일 때는 차량의 속도가 '0'이므로 방열기를 통과하는 풍량은 Fig. 5의 합성된 성능곡선과 식 (17)로 계산되는 저항곡선이 마주치는 점의 근, 즉 Fig. 6의 a 점의 값으로 방열기의 통과 풍량을 계산할 수 있다. 그러나 차량이 주행할 경우에는 차속을 고려해야 하므로 Fig. 6에서 보듯이 입출구 압력계수의 차에 주행 동압을 곱한 양인 $(C_{p_i} - C_{p_o}) \times \rho / 2 \times v_{\infty}^2$ 만큼 비

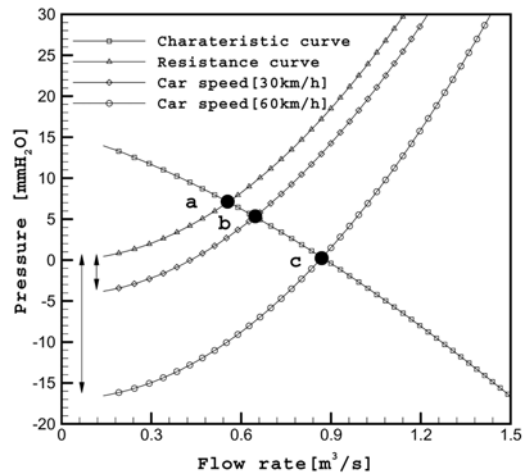


Fig. 6 Characteristic curve and resistance curve of the radiator-condenser fan at car speeds of 0, 30, 60 km/h

켜놓은 저항곡선과 성능곡선의 교차점인 b, c와 같이 냉각에 필요한 풍량이 결정된다.

③ 냉각풍 예측

Fig. 7은 Fig. 6의 팬 특성곡선과 저항곡선을 이용하여 주행풍의 변화에 따른 방열기 입구의 풍량을 나타낸 그래프이다. 구간 a, b는 차량속도에서의 각각의 냉각팬 풍량과 주행 풍량이며 구간 c는 주행 풍량과 냉각팬 풍량의 합성으로 구한 총 냉각 풍량이다. curve 1은 각 차속에서 저항곡선과 특성곡선의 교차점들을 구한 것으로 방열기 통과 풍량과 냉각팬 풍량의 합성곡선이고 curve 2는 주행속도에 따른 주행 풍량을 도시한 것이다.

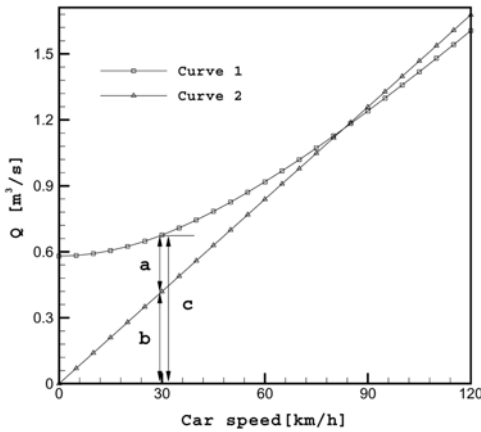


Fig. 7 Fan air flow rate in terms of speed

4.2.2 주행풍만 고려시

차량 주행 속도가 80 km/h 이상일 경우에는 보통 팬이 꺼진 상태에서 주행풍만으로 엔진이 냉각되므로 차량 통풍계 개략도 상에서 베르누이 방정식과 연속방정식을 적용하여 전압력 손실(ζ)의 함수로 나타내면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\frac{V_R}{V_\infty} = \sqrt{\frac{(C_{pi} - C_{po})}{(K_G + K_C + K_R + K_E + 1)}} = \sqrt{\frac{1}{(\zeta + 1)}} \quad (18)$$

여기서 각 변수의 정의와 상수 값의 적용은 앞의 식 (16)과 (17)에서의 적용과 같다.

5. 결과 및 고찰

본 연구에서는 앞에서 소개한 각 단품 구성요소의 해석에 대한 다양한 이론적 접근과 해석방법의

도입을 통하여 각 단품 구성요소의 성능을 신뢰성 있게 예측하고, 이를 조합하여 각각의 운전조건하에서 최적의 방열기, 팬, 펌프 시스템 등의 사양을 결정하고, 나아가 냉각 시스템 특성을 신뢰성 있게 예측할 수 있는 전체 냉각시스템의 해석방안에 대한 연구를 수행하였다.

이를 통하여 전체 엔진 냉각시스템의 성능해석은 물론 각 단품에 대한 해석과 조합이 가능한 하나의 통합된 엔진 냉각시스템 성능해석 전산 모사 프로그램으로 개발하였으며, 차량의 주행 속도가 50, 70, 95, 125 km/h인 경우에 대하여 해석을 수행하였다. Fig. 8은 차량 속도 50 km/h인 경우에 방열기 입구와 출구 냉각수 온도의 수렴곡선으로 각 경우의 주행 조건과 해석결과를 Table 2에 정리하였고 동일한 경우에 대한 실험결과와의 비교를 Table 3에 제시하였다.

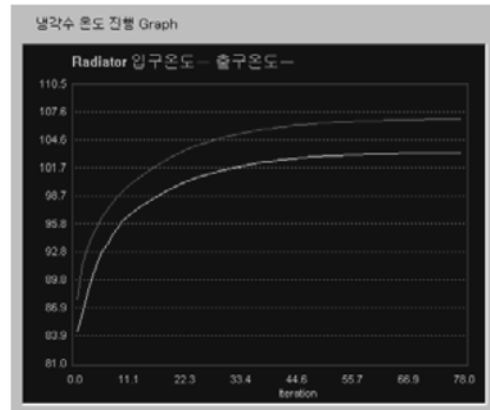


Fig. 8 Inlet and outlet temperature of cooling water at 50 km/h

Table 2 Result of program analysis

구분	조건 및 결과	CASE			
		I	II	III	IV
주행 조건	차 속 [Km/h]	50	75	95	125
	변 속 [기어단수]	2	3	3	4
	등판 구배 [%]	7	5	0	0
	엔진 [RPM]	2747	2606	3302	2857
	Throttle[%]	35	42	30	39
해석 결과	방열기 입구 [°C]	107.8	102.1	101.6	102.0
	방열기 출구 [°C]	102.8	96.8	96.9	96.8

Table 3 Result comparison to the experiments

구분	조건 및 결과	CASE			
		I	II	III	IV
실험결과	방열기 입구[°C]	107.5	102.5	101.7	102.5
	방열기 출구[°C]	101.4	96.5	97.2	97.0
오차	방열기 입구[%]	0.28	0.39	0.09	0.49
	방열기 출구[%]	1.38	0.31	0.30	0.21

Table 2와 Table 3의 결과에서 보듯이 주어진 각 단품의 작동조건에 따른 방열기의 성능해석에 따라 방열기의 입구 유입온도와 출구 온도 및 방열량을 비롯한 실제 차량 설계와 생산에 필수적인 엔진의 냉각특성 예측이 가능함을 확인할 수 있고, 실험 자료와의 비교를 통하여서 정성적으로는 물론 정량적으로도 비교적 우수한 결과를 얻었음을 확인할 수 있다.

그러나 입구와 출구의 온도차가 실제 실험결과와는 다소의 오차를 보이고 있음을 알 수 있고, 이러한 문제점을 개선하기 위하여, 본 해석에서는 이론적, 해석적으로 고려되지 못한 특정 부분에 대한 오차를 보정할 수 있는 별도의 루틴을 추가하였고, 본 해석 경우에 대하여서는 일정한 상수 보정계수 0.98을 적용함으로써 다음 Fig. 9와 같이 개선된 결과를 얻을 수 있었다.

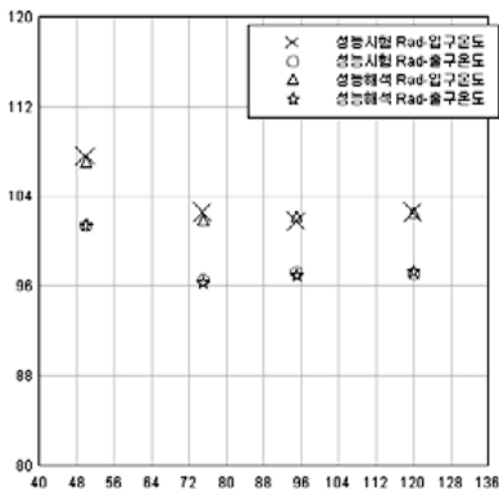


Fig. 9 Inlet and outlet temperature of cooling water at radiator

6. 결론

본 연구에서는 최적의 엔진 냉각 시스템 개발을 달성할 수 있도록 최적의 방열기, 팬, 펌프 시스템 등의 사양을 결정하고 냉각 시스템 특성을 신뢰성 있게 예측할 수 있는 각 단품의 이론적, 해석적 접근 방안과 전체 냉각시스템의 해석방안에 대한 연구를 수행하였다.

- 1) 각 구성 부분의 해석을 위한 이론적, 해석적 방법에 대하여 선행 연구를 중심으로 방대한 자료에 대한 면밀한 조사와 검토를 통하여 각 부분에 대한 최적의 이론 계산식 모델 또는 수치해석 모델을 선정, 도입하였다.
- 2) 선정된 각 단품의 해석모델을 유기적으로 결합하여 각 작동조건 변화와 사양의 변화 및 도로부하 등의 운전조건 하에서 발생하는 전체 엔진 냉각 시스템 성능을 예측 및 평가할 수 있는 통합 전산모사 프로그램을 개발하였다.
- 3) 실제 차량의 실험에서 획득한 운전데이터와 비교, 검토를 통하여 개발된 시뮬레이터의 신뢰성을 확인하고, 본 연구에서 검토된 이론식과 해석 방법의 타당성 및 전체 냉각시스템의 해석 방법이 적절하였음을 검토, 확인하였다.

References

- 1) M. Hoshi, "Analysis of Heat Dissipation of Vehicle Engine," J. of the Japan Society of Automotive Technology, Vol.43, No.8, 1989.
- 2) J. P. Holman, Heat Transfer, 7th Edn., Bumhansujuk, Chap.10, Korea, pp.525-580, 1992.
- 3) R. K. Shah and A. L. London, Laminar Flow Forced Convection in Ducts, Academic Press, New York, 1978.
- 4) J. S. Jung and C. S. Lee, "Design of the Heat Dissipation Rate of Automotive Radiation(I) Analysis of Heat Dissipation," J. of KSAE, Vol.11. No.5, pp.65-75, 1989.
- 5) F. W. Dittus and L. M. K. Boelter, "Publications on Engineering," Vol.2, University of Calif., Berkely, p.443, 1930.
- 6) V. Gnielinski, "New Equations for Heat and

- Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow,” Int. Chem. Eng., Vol.16, pp.358-368, 1976.
- 7) S. Akio, C. Hiroshi, N. Masatoshi and K. Jin, “Basic Design of Engine Cooling System,” J. of the Japan Society of Automotive Technology, Vol.40, No.4, pp.478-483, 1986.
 - 8) K. Haruo, T. Yousuke and S. Masatoshi, “Characteristics Evaluation of Cooling Fans and Effects of Fan Dimensions on Performance,” J. of the Japan Society of Automotive Technology, Vol.11, No.28, pp.81-88, 1984.
 - 9) C. J. Davenport, “Correlations for Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Louvered Fin,” AIChE Symp. Series, Vol.79, No.225, pp.19-27, 1983.
 - 10) W. M. Kays, Compact Heat Exchangers, 3th Edn., Ch.2, Ch.5, McGraw-Hill, New York, 1984.