

차량 엔진룸에서의 냉각효율 향상에 관한 해석

이 동 렬^{*1}

ANALYSIS OF THE ENHANCEMENT OF COOLING EFFICIENCY OF A VEHICLE IN THE ENGINE ROOM

Dong-Ryul Lee

Flow and temperature fields of a mid-size vehicle engine room are examined numerically to analyze the enhancement of cooling efficiency of several different design cases in a front body shape. The wall temperatures of a radiator and an engine parts are utilized to predict the effects of engine cooling on the thermal environment and the cooling efficiency in an engine room. The analyzed results are the mass flow rate at the upper and lower inlets, in the radiator, and the condenser. It is shown that the shape of the front end, lay-out of the engine parts, and the presence of the undercover greatly influence the flow and temperature fields, and the enhancement of cooling efficiency in the engine room.

Key Words : Cooling efficiency(냉각 효율), Flow and Temperature fields(열유동장), Engine room(엔진룸), CFD(전산유체역학), Porous media(다공성 물질)

1. 서 론

최신 승용차의 설계와 엔지니어링은 점점 발전하는 기술적인 콘텐츠에 의해서 특성화되어진다. 이런 사실들은, 승객들을 위해서 더 넓은 공간 및 더 큰 안락감을 제공하기 위하여 자동차의 패키징(packaging)을 향상시켰다. 그 외에도, 높은 수준의 승용차의 편안함을 위한 요구 조건을 유지하기 위하여 이용가능한 장치들이 추가 사양(options) 및 복잡도 면에서 점점 증가하고 있다. 그런 결과로 인해, 엔진룸이 크기 면에서 효율적으로 감소하고 있고 점점 더 복잡해지고 있다. 엔진 자체와 새로운 장치들에 의해 발생하는 많은 양의 열이 증가하고 있고, 이런 열은 엔진룸 내에 있는 부품들의 과열과 파손을 방지하기 위하여 반드시 제거되어야 한다. 그 외에도, 도로의 증가하는 많은 수의 자동차로 인해, 더 이상 외부의 공기유동이 엔진 냉각에 도움을 주지 못하는 결과와 함께 복잡한 도시의 교통 체증도 점점 증가해 가고 있다. 그러므로, 수

냉식 라디에이터를 통한 공기 유동의 냉각 시스템과 응축기 또는 인터쿨러 및 엔진룸내의 유동의 제어는 엔진룸 패키징의 어려움을 극복하는 우선 과제가 된다[1-6].

미래의 차량 디자인은 낮은 외부 공기저항과 관련된 낮은 후드의 엔진룸 구조로 강조될 것이다. 동시에, 응답이 빠른 차량 성능에 대한 운전자의 구매 욕구를 충족시키기 위해 더 크고 출력이 좋은 엔진이 장착될 것이다. 작은 엔진룸, 더 크고 출력이 좋은 엔진의 이런 디자인 경향은, 부품들의 내구성, 수리 비용, 및 고객들의 불만에 직접적으로 영향을 끼치는 엔진룸내의 부품들의 더 높은 온도 발생을 초래한다[7-9].

자동차 주행 시 엔진에서 발생된 열량은 주변 부품들의 온도를 상승시켜 엔진룸 내의 열환경을 악화시킨다. 그러므로 각 부품의 온도를 적정선으로 유지시켜 제 성능을 발휘하도록 하기 위해서는 엔진룸 냉각이 효율적으로 이루어지므로써 엔진 각 부의 과열을 방지하여 부품의 내구성 신뢰성을 확보하며 엔진의 각 부를 유효 및 냉각하고 있는 엔진 오일을 냉각하여 엔진오일의 열화, 유효 성능저하를 방지하여야 한다. 이에 따라 선진국을 중심으로 엔진룸내부의 냉각성능에 대한 연구가 활발하게 행해지고 있다. 또한 엔진룸 내 열유동을 제어함으로써 엔진 설계 시 냉각성능을 향상시키는 연구가 수

접수일: 2005년 6월22일, 심사완료일: 2005년 9월12일.

1 정희원, 대구가톨릭대학교 기계자동차공학부

* E-mail: dlee@du.ac.kr

행되고 있으며 엔진룸은 다양한 기능을 하는 부품들로 아주 복잡하게 구성되어 있다. 특히 응축기, 라디에이터, 냉각팬, 윤활유 냉각장치, 엔진, 공기청정기, 조향장치, 변속기 등은 엔진룸내의 유동장에 커다란 영향을 미치게 되고 공기 유량이 엔진룸 내부로 도입되는 전면 개구부, 범퍼, 방열기 그릴, 번호판 등으로 이루어져 있어 유동장이 더욱 더 복잡하다. 이들 중 냉각팬과 라디에이터는 냉각계통에서 매우 중요한 부품으로서 이들의 설계 변경을 통해 전체 냉각효율을 향상하려는 데에 연구의 초점을 두었다[10,11].

엔진룸 주위의 열을 제거하기 위한 기술을 개발하는 데 사용될 수 있는 기초 정보를 습득하는 것은 매우 중요한 일이다. 이는 엔진룸내의 온도가 높은 부분을 찬 공기로 직접적으로 식힘으로써 해결 할 수 있고 간접적으로 라디에이터나 다른 열교환기를 이용하여 해결 할 수도 있다. 일반적으로 엔진룸내의 냉각효율의 정량적인 해석은 유동 문제, 열전달문제, 복잡한 경계조건, 비정규적 형상, 지배 방정식의 비선형성 등의 동시 발생적인 조건으로 인해 매우 까다롭다. 이런 연유로 인해 엔진룸 패키징의 설계는 대개 실험적인 결과에 근거하고 있다[12,13]. 비록 실험적인 결과가 엔진룸내의 냉각효율의 해석에 정성적, 정량적인 정보를 제공하는 데 핵심적인 역할을 수행할 지라도 이는 시간과 비용적인 측면에서 매우 불리하다.

엔진룸내의 부품들의 온도를 제어하는 지배적인 인자는 배기 시스템의 열로부터 분리, 라디에이터를 통한 공기 유동의 냉각 및 매우 중대한 엔진룸 주요 부품에로의 신선한 공기를 제공하는 것이다. 이는 대류 냉각의 원리를 고려해 볼 때 엔진룸 내로 적절한 유동을 배분하는 것은 엔진룸내의 부품의 온도 상승을 방지하는 데 매우 중요한 설계요소가 된다. 이런 관심에 비추어 볼 때 본 연구의 목적은 엔진룸 내의 열유동에 관련된 필요한 설계 요소들의 제공으로 열유동장 해석기술을 개발하여 신차 개발시 엔진룸내의 열유동 현상을 이해하고, 차량 전반부의 형상이 엔진룸내의 유동장 및 온도장과 라디에이터의 냉각성능에 미치는 영향을 살펴본 후 엔진 냉각효율을 향상하기 위하여 필요한 최적의 설계 변경을 하는 것을 목적으로 두었다.

2. 해석방법 및 모델링

2.1 지배방정식

실제 중형차량(S자동차 S모델) 엔진룸내의 열 및 유동장을

Table. 1 Empirical modeling coefficients in the governing equation

$C_{1\epsilon}$	$C_{2\epsilon}$	C_{μ}	σ_k	σ_ϵ
1.44	1.92	0.09	1.0	1.3

해석하기 위하여 비압축성 Reynolds-averaged Navier-Stokes 방정식과 에너지 방정식, k - ϵ 난류모델을 사용하였다.[14-16]

continuity equation

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \bar{u}_i) = 0 \tag{1}$$

momentum equation

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i) \\ &= -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}(-\rho \overline{u_i u_j}) \\ & \quad + \frac{\partial}{\partial x_j}[\mu(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}) - \frac{2}{3}\mu \frac{\partial u_l}{\partial x_l}] \end{aligned} \tag{2}$$

$$\begin{aligned} -\rho \overline{u_i u_j} &= \mu_t (\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}) \\ & \quad - \frac{2}{3}(\rho k + \mu_t \frac{\partial u_l}{\partial x_l}) \delta_{ij} \end{aligned} \tag{3}$$

$$\mu_t = \rho C_{\mu} \frac{K^2}{\epsilon} \tag{4}$$

k - ϵ turbulent model equation

turbulent kinetic energy

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k - \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_i}) \\ &= -\rho \epsilon + C_{k1} \frac{\partial}{\partial x_i}(\mu \frac{\partial k}{\partial x_i}) \end{aligned} \tag{5}$$

turbulent dissipation rate

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \epsilon - \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i}) \\ &= \frac{\partial}{\partial x_i}(\mu \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i}) + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} C_{k1} - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \end{aligned} \tag{6}$$

energy equation

$$C_k = -\rho \overline{u_i u_j} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \tag{7}$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i h) \\ &= \frac{\partial}{\partial x_i}(k + k_i) \frac{\partial T}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_i} \sum_j h_j J_j \\ & \quad + \frac{Dp}{D} + (\tau_{ik})_{eff} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} + S_h \end{aligned}$$

$$h = \sum_j m_j h_j : \text{sensible enthalpy} \tag{9}$$

$$h_j = \int_{T_{ref,j}}^T c \, dT \tag{10}$$

여기서 사용된 모델 계수들의 값은 Table. 1 에 나타나있다.

2.2 엔진룸 냉각관련 주요부품의 모델링

라디에이터와 콘덴서등 실제 중형 차량의 엔진룸 내부에 장착되어있는 각종 열교환기 부품들의 실제 열 및 공기 유동 경로를 실제 형상 그대로 모델링하는 것은 현실적으로 불가능하고 해석이 매우 까다롭고 엄청난 작업시간이 소요된다. 그러나 본 연구에서는 실차 그대로의 실제 열 및 유동장보다는 라디에이터, 콘덴서 및 쿨링팬들의 입, 출구 사이에서의 압력 손실등 엔진룸 내부부의 냉각장치의 주요 부품들의 정량적인 해석에 관심이 있으므로 응축기는 다공성 물질(porous media)로 모델링하였으며 이때 다공성과 같이 그 부품들을 통과하는 유동의 속도에 비례하는 압력손실과 유량의 관계를 나타내었다.[17,18]

$$\frac{\partial p}{\partial x_i} = \alpha_i u_i^2 \beta_{ij} \tag{11}$$

여기서 α 와 β 는 실험 데이터를 이용하여 주 유동방향(자동차의 전장 방향)에 대하여 구하고 부 유동방향성분(차량의 전고방향)은 주 유동방향 속도에 비해 크기가 상대적으로 작기 때문에 무시하였다.

라디에이터는 해석 영역상에서 실제 내부의 복잡한 유동 통로를 전부 모델링하는 것은 엄청난 격자수와 소요시간이

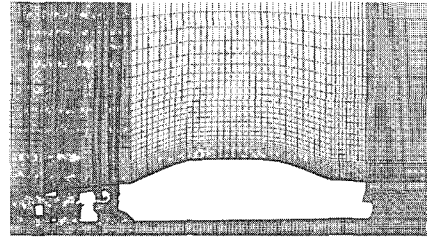


Fig. 1 Total Grid

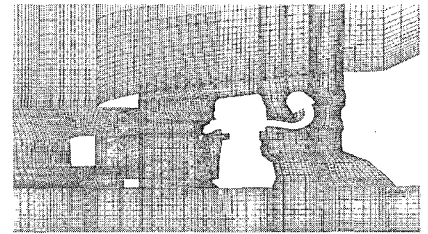


Fig. 2 Grid of a engine room

필요하고 라디에이터 내부의 열 및 유동장 해석이 본 연구의 목적이 아니기 때문에 라디에이터를 단순하게 모델링하기 위하여 라디에이터로부터 방열되는 열량은 기존의 경험과 실험에 기초하여 얻은 온도과 열전달계수의 값을 사용하여 얻었다[19].

엔진룸내의 쿨링팬은 이론적인 해석식이 최근까지 정립되지 않았고 수렴성 및 모델링의 한계로 인해 무한히 얇고 냉각팬을 통과한 유동의 압력은 불연속적으로 상승한다는 가정하에 팬을 모델링을 하였으며 냉각팬의 특성은 압력상승과 유량과의 관계식으로 나타내었다[16].

$$\Delta p = \sum_{n=0}^N f_n u^n \tag{12}$$

여기서 f_n 은 차량 속력이 60km/h 일 때의 기존의 쿨링팬의 회전수(rpm)의 실험데이터로부터 구한다.

2.3 냉각부품의 형상 설계변경

중형 차량이 60km/h의 속력으로 주행할 때 라디에이터 그릴과 범퍼 아래 개구부의 다양한 형상 및 언더 커버를 사용하여 각 부위 형상의 설계변경이 정량적인 엔진룸의 냉각 효율의 향상에 직접으로 미치는 영향을 조사하였다. 이때 엔진룸 내의 냉각효율을 나타내는 정량적인 척도로서 라디에이터 입구에서의 통과유량을 사용하였다.

Table. 2에 있는 수치는 각 개구부가 개방된 정도이며 각 Case의 개방정도 기준은 Case1으로 하였다. 이때 Case1은 실

Table. 2 Front shape of a mid-size vehicle body

	CASE 1	CASE 2	CASE 3	CASE 4	CASE 5	CASE 6
언더커버부	0	0	0	0	0	100
범퍼 위 개구부	100	100	100	80	60	100
범퍼 아래 개구부	100	50	150	100	100	100

(100 : 완전히 개방, 0 : 완전폐쇄)

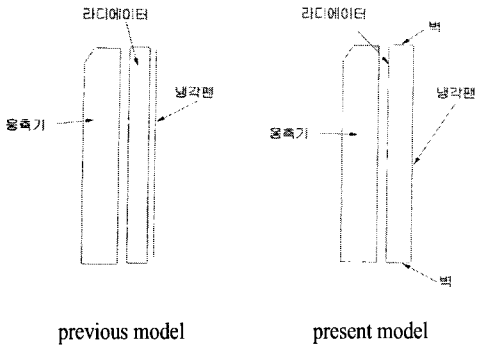


Fig. 3 Modeling of the previous and present research

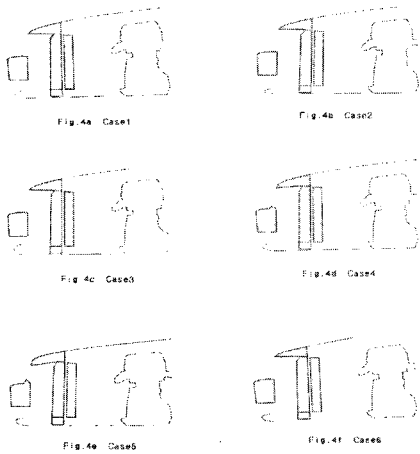


Fig. 4 Front Shape of a Vehicle Body

제로 양산되고 있는 S자동차의 S모델의 형상을 가지고 있다. CFD 수치해석을 위해 Fig. 1 및 Fig. 2에 보여진 바와 같이 정렬격자(structured grid)를 사용하였고 유동의 변화가 심하고 관심있는 영역은 조밀하게 그 외의 영역은 성긴 격자(coarse grid)를 사용하여 계산시간 및 메모리의 사용을 가능한 절약하였다[20,21]. Fig. 3은 이전의 연구에서 사용된 모델링과 본 연구에서 사용된 모델링의 차이를 보여주고 있다. 해석을 위한 각 case에 해당하는 차량 전반부 형상들의 설계 변경은 Fig. 4에 나타내었다.

2.4 경계조건 및 초기입력조건

- 속도경계조건 : 차량 전장의 1.5배 정도되는 전방에서의 유동의 난류강도는 0.6%, 난류점성과 층류점성의 비가 10이라는 가정[19]을 하였으며 $k-\epsilon$ 난류모델과 표준 벽함수(standard wall function)를 사용하였다. 주 유동속도(차량의 전

장 방향, 즉 유입 유동속도)는 60km/h로 하였고 부 유동속도(차량의 전고방향)는 고려하지 않았으며 외부의 자유 흐름 속도는 0 km/h 이라고 가정하였고 외부의 대기온도는 30℃로 가정하였다.

- 엔진 벽에서의 경계조건 : 엔진의 온도는 80℃로 일정하다고 가정하였다.

- 라디에이터에서의 경계조건 및 저항계수 : 라디에이터에서의 온도는 85℃이며 대류열전달계수는 $1450 W/(K m^2)$ 라고 가정하였다. 라디에이터에서의 압력손실을 나타내는 점성저항계수와 관성저항계수는 Table. 3에 나타낸 바와 같다[22].

라디에이터와 콘덴서의 점성저항 및 관성저항계수는 각각 식 (11,12) 및 실험값으로부터 구하였고 Table. 3 및 4에 표시되어 있다. 이때 x 방향은 차량의 전장방향이며 y방향은 차량의 전고방향이다.

차량 속력이 60km/h 일 때의 기존의 쿨링팬의 회전수(rpm)로 회전할 때 얻은 실험값으로부터 Table. 5에 보여진 값들을 구하였다. 이 값들로부터 유량이 증가할 때 냉각팬에서의 압력상승값은 감소하는 것을 알 수 있다.

3. 결과 및 토의

차량의 전반부에서 유입되는 유체는 범퍼 부위에서 상, 하 방향으로 분리되어 엔진룸에 유입된다. 이때 범퍼부위에서 급격히 라디에이터 그릴방향으로 방향을 바꾼 유체는 엔진룸으로 들어가려는 유체의 흐름을 방해하는 역할을 한다는 것과, 라디에이터 그릴부위에 심한 유동분리현상이 생긴다는 것을 모두 case(1-6)에서 확인할 수 있었다.

라디에이터 그릴과 언더커버 부위, 범퍼하단 유입구를 통과한 유체는 용축기와 범퍼사이에서 2차 유동의 현상을 보이면서 용축기와 라디에이터로 유입이 된다. 라디에이터를 빠져

Table. 3 Coefficients of Viscous and Inertia Resistance on a Radiator

	점성저항계수	관성저항계수
주방향(x방향)	9.47×10^5	30
부방향(y방향)	9.47×10^7	3000

Table. 4 Coefficients of Viscous and Inertia Resistance on a Condenser

	점성저항계수	관성저항계수
주방향(x방향)	9.00×10^5	30
부방향(y방향)	9.00×10^5	3000

Table. 5 Input Coefficient on a Cooling fan

	f_0	f_1	f_2
입력값	92.4	-9.54	-1.546

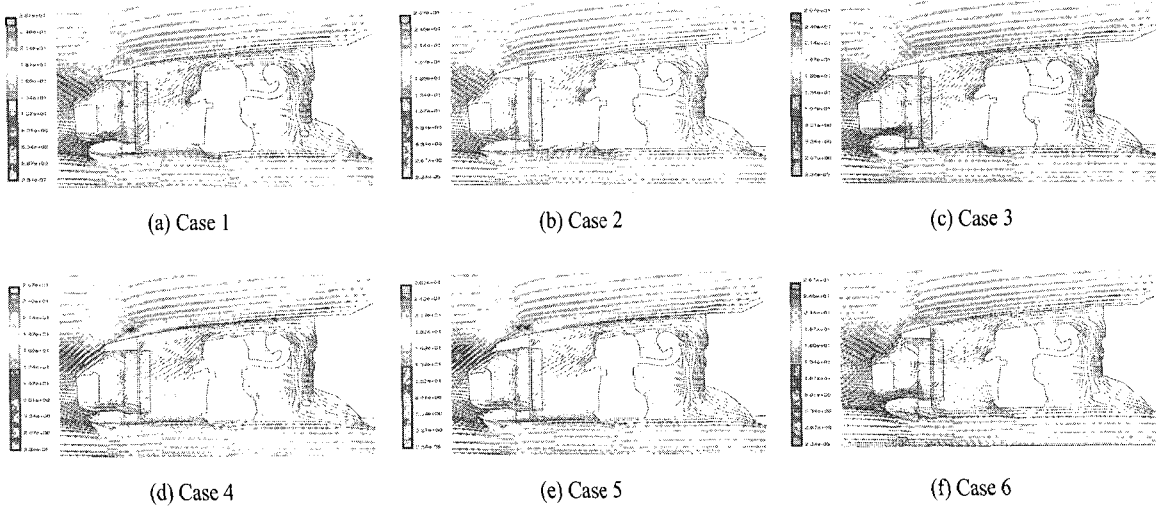


Fig. 5 Velocity Vectors Colored By Velocity Magnitude(m/s)

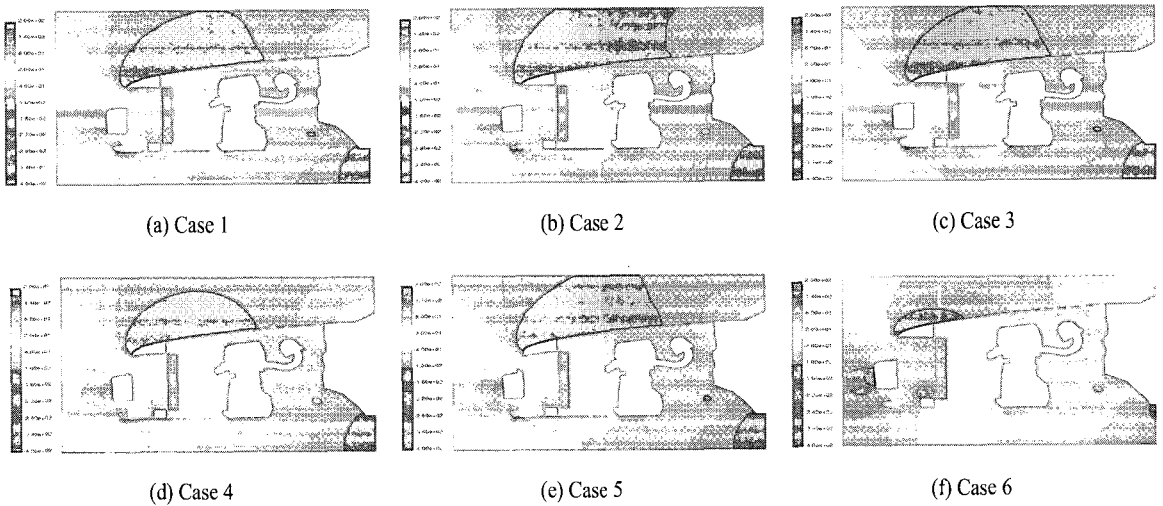


Fig. 6 Contours of Static Pressure(pascal)

나온 유체는 크게 2방향으로 분리가 되는데 라디에이터 아래 부분을 통과한 유체의 대부분은 실린더 헤드부위로 향하여 흐르고 나머지 유체는 엔진블록 아래부분에 저속의 유동장을 형성하면서 언더커버부위로 빠져나간다. 라디에이터 상부를 통과한 유체는 차의 후드와 라디에이터 상부 사이의 공간에 재순환영역을 형성하면서 실린더블록상부를 통과하여 차 밑으로 빠져나간다. 이때 엔진블록 뒤쪽에서는 커다란 정체영역이 발생되면서 냉각성능을 떨어뜨리는 현상을 보이는데 이것은 엔진에 열 부하를 주게되므로 가급적 피해야 한다. 각각의 Case에서 얻은 엔진룸내 유동장(Fig. 5)을 비교해보면 범퍼에

서 냉각팬까지의 유동장은 차 전반부의 형상에 의해 크게 영향을 받으나 냉각팬 이후 영역은 거의 영향을 안 받는 것을 알 수 있다. Fig. 6은 엔진룸에서의 정압 분포를 보이고 있다. 모든 경우에 있어서 범퍼부위에 생기는 정체점의 위치 및 후드에서 최소압력이 발생하는 위치는 서로 동일하다. 또한 속도장과 마찬가지로 차 전반부의 형상이 범퍼에서 냉각팬까지의 압력장에만 큰 영향을 주고 그 이후 영역에는 영향을 주지 않는다. Fig. 7은 엔진룸의 온도장을 나타낸 것으로 모든 Case에서 결과는 서로 비슷하게 나왔다. Fig. 5, 6 및 7의 결과로부터 엔진룸 내에서의 냉각효율은 대부분 라디에이터에

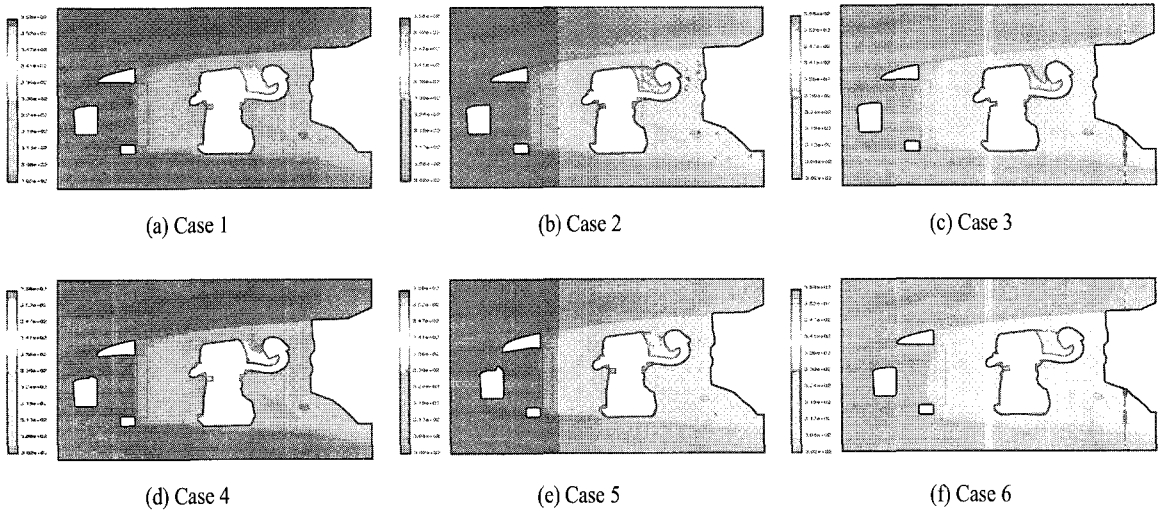


Fig. 7 Contours of Static Temperature(k)

의해 좌우된다는 것을 알 수 있는데 그 이유는 차 전반부의 형상이 바뀌었을 때 실질적으로 유동장, 압력장이 변하는 영역은 범퍼에서 냉각팬까지이기 때문이다. Fig. 8a는 Case1의 차 전반부 형상을 가지는 차량의 외부 유동장을 보이고 있다. 이 그림으로부터 차의 루프와 두 트렁크사이에서 발생하는 유동 박리와 차 두 쪽에 생기는 와류(vortex)를 발견할 수 있다. Fig. 8b는 Case1의 외부 압력장이고 Fig. 8c는 온도장이며 Fig. 9a, 9b 및 9c는 각각 Case6의 외부 유동장, 압력장 및 온도장이다.

라디에이터 전단면에서의 유동은 차 전반부의 범퍼, 라디에이터 그릴, 범퍼 하부 개구부등의 영향으로 매우 복잡하고 비균일한 분포를 보이고 있다. 엔진룸의 냉각효율은 라디에이터에서의 냉각성능에 의해 크게 좌우되므로 본 연구에서는 라디에이터를 통과한 유량으로 엔진룸의 정량적인 냉각성능 효율을 알 수 있었다. Table. 6은 본 연구의 냉각성능의 결과

로써 냉각 효율 향상의 정량적인 정도를 보여 준다.

기존의 연구에서 얻은 유량과 이번 연구에서 얻은 유량을 비교해 보면 전반적으로 유량이 많이 감소하였음을 보이고 있다. 이런 경향을 보이는 이유는 Fig. 3에서 알 수 있듯이 라디에이터와 쿨링팬 사이 구간에 대한 모델링과 라디에이터에 대한 모델링이 근본적으로 변화했기 때문이다. 즉 본 연구에서는 라디에이터에서의 압력강하가 불연속적으로 일어나고 있다는 모델링을 사용하였다.

Table. 6으로부터 Case1과 6의 결과를 비교해 보면 언더커버가 라디에이터를 통과하는 유량 및 엔진룸내로 유입되는 유량 모두를 감소시키고 있으며, 본 연구에서 사용된 라디에이터 그릴 형상과 범퍼 하단부의 형상에 대하여 상단부로 유입되는 유량은 하단부로 유입되는 유량의 대략 11-56%정도 범위임을 알 수 있다. Case2의 결과로부터는 범퍼 아래 개구부의 크기를 Case1보다 50%정도 증가시켰을 경우 라디에이터를 통과하는 유량에는 큰 영향을 안주며, 50% 감소시켰을 경우(Case3)는 라디에이터 통과유량을 대략 3%정도 감소시켰음을 알 수 있다.

Case4는 라디에이터 그릴의 크기를 Case1보다 20% 감소시킨 경우의 결과이다. 이 경우 라디에이터 그릴(범퍼 위 개구부)의 크기가 감소했음에도 불구하고 라디에이터와 차전반부, 응축기를 통과하는 유량은 증가하고 있다. 이것은 범퍼 위 개구부에서 발생되어진 역류가 범퍼 후반부 형상의 영향으로 차의 진행방향으로 흐르지 못하게되어 생긴 현상이다.

Case5는 라디에이터 그릴의 크기를 Case1보다 40% 감소시킨 경우의 결과이다. 이 경우에는 후드쪽에서 유량에 미치는 영향이 범퍼 후반부 형상이 미치는 영향보다 훨씬 더 크기

Table. 6 Cooling efficiency in a mid-size vehicle engine room

	차전반부			응축기		라디에이터	
	라디에이터 그릴	범퍼 아래 개구부	총 유량	유량	평균 속도	유량	평균 속도
Case1	0.245	0.894	1.139	1.125	0.918	0.926	0.756
Case2	0.117	1.027	1.144	1.118	0.912	0.927	0.757
Case3	0.393	0.693	1.086	1.091	0.890	0.898	0.733
Case4	0.265	0.883	1.148	1.143	0.933	0.932	0.761
Case5	0.250	0.877	1.127	1.133	0.925	0.926	0.756
Case6	0.382	1.128	1.510	1.237	1.010	0.993	0.810

(유량 : kg/sec, 평균속도 : m/sec)

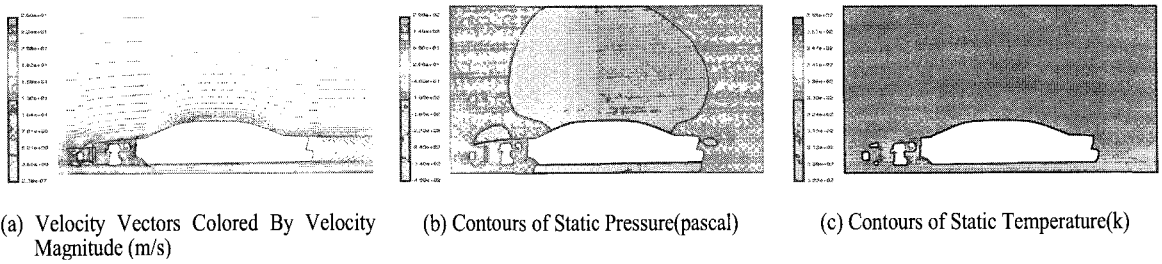


Fig. 8 Velocity, Pressure and Temperature Distribution for Case 1

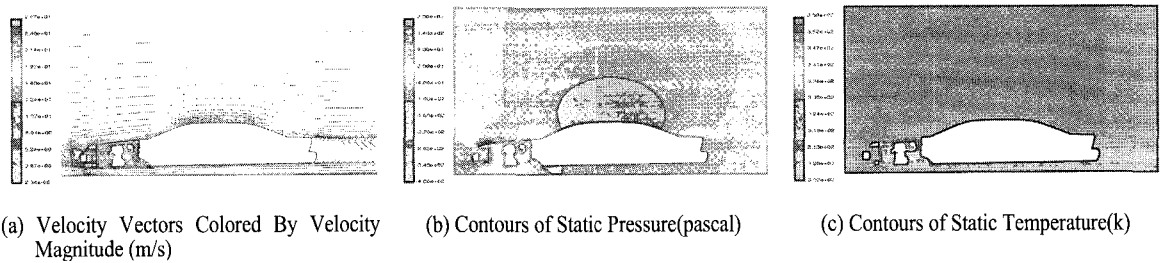


Fig. 9 Velocity, Pressure and Temperature Distribution for Case 6

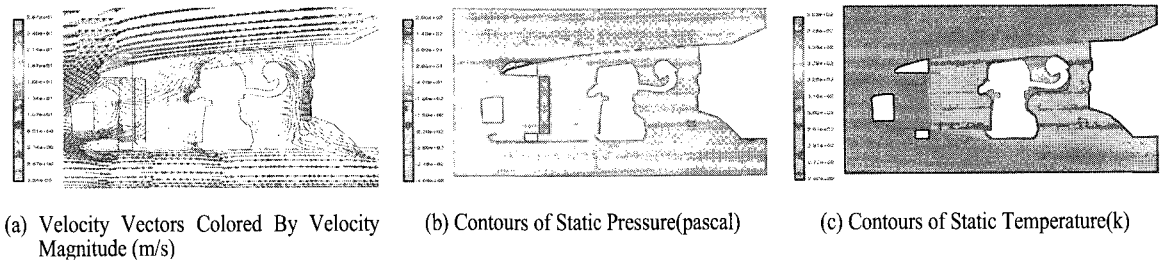


Fig. 10 Detailed Velocity, Pressure and Temperature Distribution for Case 1

때문이다. 위의 결과로부터 응축기, 라디에이터, 엔진룸내로 유입되는 유량은 Case6이 가장 크므로 엔진룸의 냉각성능 역시 가장 클 것이라는 것을 알 수 있다. Fig. 10a, b 및 c는 Case1의 속도경계조건에서 대기의 온도만 -10°C 로 바꾸었을 때 얻은 속도, 압력 및 온도장이다.

4. 결 론

- 1) 차 전반부의 형상은 범퍼에서 라디에이터 전단면까지의 유동장, 압력장 및 온도장에 크게 영향을 주나 그 후의 영역에서는 거의 영향을 주지 않는다.
- 2) 모든 경우에 있어서 엔진 블럭 뒷면에 정체영역이 발생하여 2차 유동(secondary flow)을 야기시킨다.
- 3) 범퍼 전면에 가장 높은 압력이 발생하고 엔진 블럭으로 갈수록 압력이 감소하며 엔진 블럭 뒷면에는 전면보다 더 낮은 압력이 발생한다.

- 4) 엔진 블럭에서 먼쪽에 온도가 낮고 엔진 블럭 뒷면과 배기계통 쪽에 높은 온도가 분포한다.
- 5) 언더커버는 엔진룸내로 유입되는 유량을 약 32% 정도 증가시키는 역할을 한다.
- 6) 엔진룸내로 유입되는 유량중 범퍼 하단 개구부를 통과한 유량이 상단 개구부를 통과한 유량보다 약 26% 정도 크다.
- 7) 엔진룸에서의 냉각효율 향상은 주로 라디에이터의 형상에 의해 좌우된다.

참고문헌

[1] J. Williams, 1985, "An automotive Front-End Design Approach for Improved Aerodynamics and Cooling," *SAE paper* 850281, USA.
 [2] A. Garrone and M. Masoero, 1986, "Car Underside

- Upperbody and Engine Cooling System Interactions and Their Contributions to Aerodynamics Drag," *SAE Paper* 860212, USA.
- [3] A. Aoki, Y. Hanaoka, and M. Hara, 1990, "Numerical Simulation of Three Dimensional Engine Compartment Airflow in FWD," *SAE paper* 900086, USA.
- [4] J.E. Williams and J.E. Hackett, 1991, "Water flow Simulation of Automotive Underhood Air flow Phenomena," *SAE paper* 910307, USA.
- [5] K. Ono, 1991, "Prediction of the Airflow Rate Through Automotive Radiators Using 3-Dimensional Analysis," *JSAE* 912223, Japan.
- [6] N. Katoh, 1991, "Numerical Simulation on the Three Dimensional Flow and Heat Transfer in the Engine Comaprtnent," *SAE* 910306, USA.
- [7] J.E. Williams, J. Oler, J. Hackett, and L. Hammer, 1992, "Automotive Underhood Airflow Patterns," *Automotive Technology International '92*, p.401-444.
- [8] H. Shimonosono, 1993, "Optimization of the Heat Flow Distribution in the Engine Compartment," *SAE paper* 930883, USA.
- [9] D. Sami and Y.M. Habchi&Simon, 1994, "Airflow Thermal Analysis of underhood Engine Enclosure," *SAE paper* 940316, USA.
- [10] 류명석, 이은준, 1994, "엔진룸내 3차원 열유동에 관한 수치적 연구," *한국자동차공학회 추계학술대회*, p.229-234.
- [11] 이원상, 김재수, 최천, 1996, "엔진룸내부의 열유동해석," *한국자동차공학회 추계학술대회*, p.143-148.
- [12] A. Cogotti and H. Berneburg, 1991, "Engine Compartment Airflow Investigations Using a Laser-Doppler-Velocimeter," *SAE paper* 910308, p.33-41, USA.
- [13] Myung-Seok Lyu, Young-Gon Ku, 1996, "Numerical and Experimental Study of Three Dimensional Flow in Engine Room," *SAE paper* 960270, p.33-40.
- [14] D. Willoughby, G. Carol, R. Sun, J. Williams and T. Maxwell, 1985, "A quasi 3-D Computational Procedure for Prediction of Turbulent Flow through the Front-End of Vehicles," *SAE paper* 850282, USA.
- [15] H. China and J. Kameyama, 1988, "A Two Dimensional Computational Procedure for Prediction of Engine Cooling Air Flow," *JSAE Review*, Vol.9, No.2, p.94-95.
- [16] T. Han and M. Skynar, 1992, "Three-Dimensional Navier-Stokes Analysis of Front End Air Flow for a Simplified Engine Compartment," *SAE paper* 921091, USA.
- [17] Y. Shibata, S. Hosoka, K. Fujitani, and R. Himeno, 1990, "A Numerical Analysis Method for Optimizing Intercooler Design in the Vehicle Development Process," *SAE paper* 90080 USA.
- [18] 신기열, 이문환, 김수연, 백종규, 1996, "자동차 에어컨의 성능시뮬레이션 및 설계조건," *한국자동차공학회 추계학술대회*, p.284-291.
- [19] A. Hajiloo, J.Williams, "Limited Mesh Refinement Study of the Aerodynamic Flow Field Around a Car-Like Shape : Computational Versus Experimental Fluid Dynamics," *SAE paper* 960677.
- [20] R. Himeno, 1990, "Numerical Analysis of the Airflow Around Automobile Using Multi-Block Structured Grids," *SAE* 900319, USA.
- [21] I. Hsu and W. Schwartz, 1995, "Simulation of the Thermal Environment Surrounding an Under-body Fuel Tank in a Passenger Vehicle Using Orthogonally Structured and Body-Fitted Unstructured CFD Codes in Series," *SAE Paper* 950616, USA.
- [22] K. Vafai and C. Tien, 1981, "Boundary and Inertia Effects on Flow and Heat Transfer in Porous Media," *Int. J. Heat Mass Transfer*, 24, p.195-203.