

# 차량용 라디에이터의 열 해석

조재웅\*, 한문식#

## Thermal Analysis of Vehicle Radiator

Jae-Ung Cho\*, Moon-Sik Han#

(Received 9 February 2009; received in revised form 9 March 2009; accepted 11 March 2009)

### ABSTRACT

This study analyzes the thermal stress at automotive radiators on steady and transient states. The maximum displacement is shown at the lower corner of upper tank with the value of 0.51mm. The displacement becomes smaller at the center of radiator and it becomes larger at this edge. The maximum thermal stress with the value of 62 MPa is shown at the contact between upper tank and cooling plate. Thermal maximum stress with the transient state at the elapsed time of 10 second is lower than that at steady state as much as 0.7%.

**Key Words :** Thermal stress(열응력), Steady and transient states(정상 및 과도 상태), Deformation(변형), Equivalent stress and strain(등가응력 및 변형율)

### 1. 서 론

최근 들어 고출력 엔진 장착 및 낮아진 후드, 더욱 조밀하여진 엔진룸 등으로 인해 차량 개발시 엔진냉각 성능 예측의 중요성이 더욱 부각되고 있다<sup>[1~3]</sup>. 현재 자동차 엔진과 오일 냉각에 쓰이는 열교환기 즉, 방열기는 열교환기 중에서 소형에 속하면서도 고효율이 요구되는 매우 중요한 부품으로 취급되고 있다. 왜냐하면 다른 소형 열교환기에 비해 소형화와 경량화 그리고 효율의 극대화에 중점을 두고 있다.

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. 엔진 냉각계에 대한 요구 성능의 증가에 따라 라디에이터의 방열성능 향상의 필요성이 날로 증가하고 있으며, 따라서 각종 엔진의 방열 부하에 따른 방열기의 설계 기술에 대한 요구도 증가하고 있다<sup>[4~6]</sup>. 또한 이러한 형상적인 면과 함께 재질면에서 따져보면 방열기는 에틸렌 글리콜을 함유한 부동액의 엔진 냉각수의 열을 방산하고, 방열관에 냉각액을 분배하며 동시에 모으는 기능을 하기 때문에 엔진실의 앞부분에 설치된 방열기 부품소재는 열과 오일에 내성이 강해야 한다. 또한 금속부품에 고정되어 있어 열팽창 계수의 차에 의한 반복 응력의 영향도 부품소재 선택을 위해 고려되어야 한다. 또한 자동차 라디에이터는, 초기의 평판 핀(plate fin)형으로부터 파형 핀(corrugated

\* 공주대학교 기계자동차공학부

# 교신저자 : 계명대학교 기계자동차공학부

E-mail : sheffhan@kmu.ac.kr

fin)형을 거쳐, 파형 핀 상에 열전달을 촉진하기 위한 루버(louver)를 붙인 루버 핀(louvered fin)형이 최근 널리 사용되고 있다<sup>[3]</sup>. 본 연구에서는 이러한 차량용 라디에이터를 CATIA를 이용하여 모델링하고, ANSYS 프로그램으로 정상상태 및 시간에 따른 열 해석 및 구조 해석을 수행하였다<sup>[7]</sup>.

## 2. 본 론

### 2.1 라디에이터의 모델링

자동차용 라디에이터<sup>[1]</sup>는 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 냉각핀으로 유로계가 분할되어 있어서 서로 섞이지 않는 Single-pass Cross-flow 형(both fluid unmixed)의 열교환기이다. 해석에 사용될 기준 라디에이터모델은 코어의 치수가 418mm×300mm×32mm(폭×높이×두께)로 1열의 Downflow Type인 라디에이터이다. 냉각핀의 높이는 10mm, 수관의 수는 57개이다. 수관의 수는 코어의 높이인 300mm이고, 수관의 단면은 길이 13mm, 폭 2mm의 직사각형 형태를 가지며, 수관 1개당의 통수 단면적은 약 22.6mm<sup>2</sup>이다. 그리고 수관 벽면의 두께는 0.15mm이다. Fig. 1 부터 Fig. 4 까지는 라디에이터의 부품들의 모델링 그림들이고 Fig. 5는 이 부품들이 조합되어서 설계된 라디에이터의 모델이다.

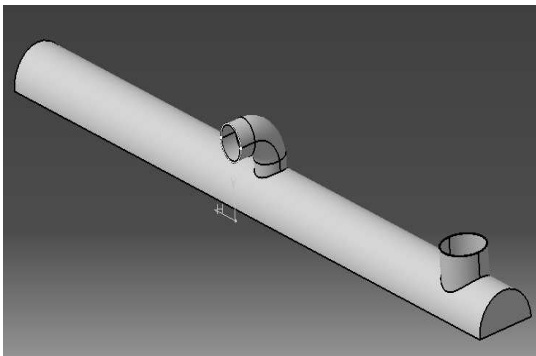


Fig. 1 Modelling of Upper Tank

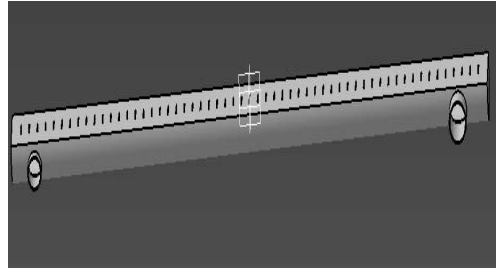


Fig. 2 Modelling of Lower Tank

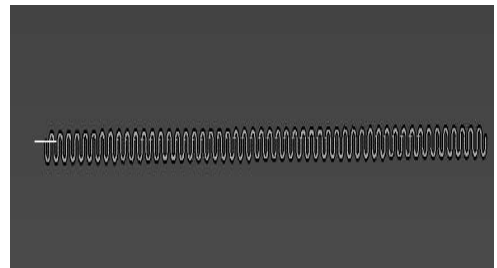


Fig. 3 Modelling of Cooling Pin

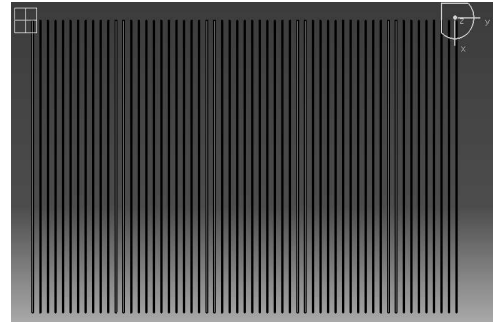


Fig. 4 Modelling of Cooling Plate

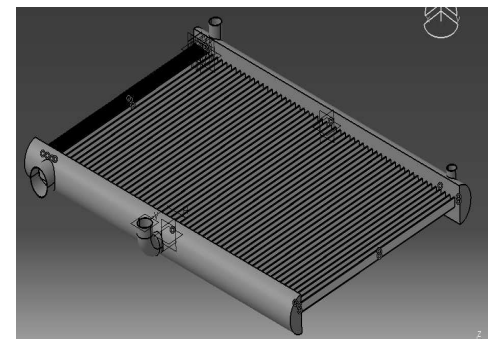


Fig. 5 Assembled Modelling of Radiator

## 2.2 해석절차

ANSYS를 이용하여 모델링된 라디에이터를 해석하였다. Fig. 6에서와 같이 해석상 절점(nodes)수는 125636이고 요소(elements)수는 46520로 하였다. 그리고 라디에이터의 재료는 구조용 강으로 하였고, 일반적인 성질은 Table 1과 같다.

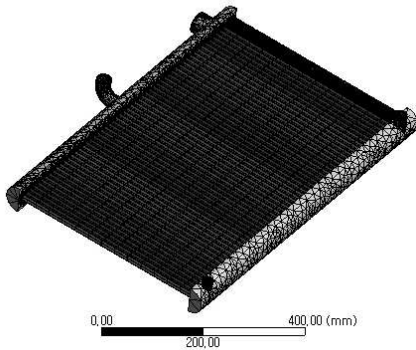


Fig. 6 Mesh Configuration of Model

Table 1 Material Properties

Structural Properties	
Young's Modulus	200GPa
Poisson's Ratio	0.3
Mass Density	$7.85 \times 10^{-6} \text{kg/mm}^3$
Stress Limits	
Yield Strength	250MPa
Ultimate Strength	460MPa
Thermal Properties	
Thermal Conductivity	$6.05 \times 10^{-2} \text{W/mm} \cdot ^\circ\text{C}$
Thermal Convection	$5 \times 10^{-6} \text{W/mm}^2 \cdot ^\circ\text{C}$
Specific Heat	434J/kg $\cdot$ $^\circ\text{C}$

### 2.2.1 정상상태에서의 열응력 해석

해석절차로서는 Fig. 7에서와 같은 구속 조건으로서 정상상태에서의 온도 분포를 보았다. 'A'로 표기된 면은 22 $^\circ\text{C}$ 로 되어 있고, 'B'로 표기된 바와 같은 면은 100 $^\circ\text{C}$ 로 되어 있다. 본 해석에서는 'A'에서와

같이, 강제 대류 조건으로서 공기가 라디에이터의 외부와 접촉하고 있다고 보고, 대류 열전달 계수는  $5 \times 10^{-6} \text{W/mm}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ 이고, 접촉 유체는 공기로 하였다. 해석의 간편화를 위하여 수관 및 핀 내부는 적용을 하지 않았다. 그리고 열응력 해석시는 라디에이터의 좌측면인 'B'와 그 우측면을 양단고정하였다.

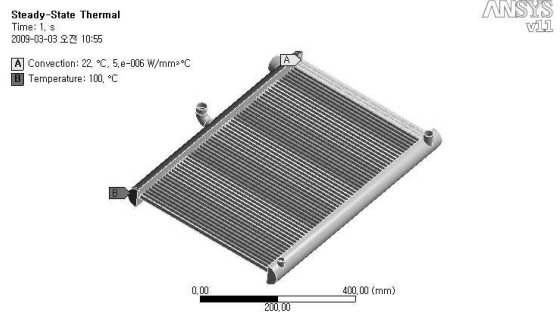


Fig. 7 Constraint Condition of Model on Steady State

Fig. 8은 정상상태에서의 온도 분포를 본 것이다. 상부 탱크에서의 온도가 100 $^\circ\text{C}$ 로 제일 높음을 알 수 있다. 또한 상부탱크에서 하부탱크로의 온도가 변화하는 것을 알 수 있다.

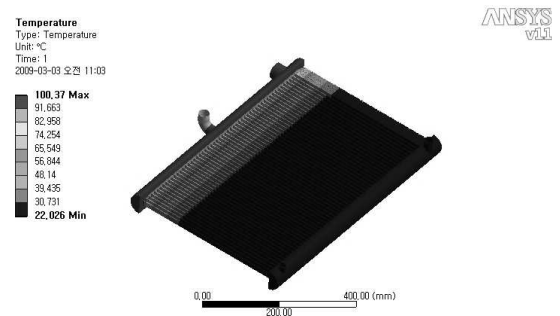


Fig. 8 Temperature Contour of Model on Steady State

그리고 이러한 정상 분포에서의 열변형량은 Fig. 9와 같다. 그림에서 상부 탱크에서의 아래쪽 모서리 부분에서 0.51mm로서 최대의 변형량을 보이고 있다. 좌측의 관 끝단부에서 100 $^\circ\text{C}$ 로 가장 크게 작용하고, 좌측의 상단 부분보다는 좌측의 하단 부분이 지지도가 적기 때문에 하단부로 갈수록 변형이 커짐을 알

수 있다. 결국 가장 모서리 끝 부분, 즉 좌측 관에서 아랫 쪽 끝단에서 그 변형량이 커짐을 알 수 있다. 그리고 그림에서 보는 바와 같이 중심부는 변형이 적고 가장자리로 갈수록 변형이 커지는 것을 알 수 있다. 이러한 부분에서의 큰 변형은 라디에이터의 설계 시에 배관부분의 처짐 등 고려하여야 할 사항으로 사료된다.

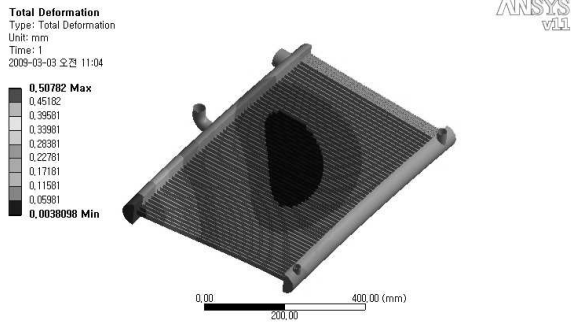


Fig. 9 Thermal Deformation Contour of Model on Steady State

Fig. 10과 11에서는 Fig. 7에서의 열조건을 가지고서의 연성해석을 나타내고 있다.

Fig. 10에서는 등가 열변형률을 보이고 있다. 그림에서 상부 탱크와 냉각관이 닿는 부분에서 가장 큰 열변형률인 0.0003을 보이고 있다. 그림 우측 상단을 보면 부분적으로 최대값에 가까운 높은 수치가 나온 것을 볼 수 있고 그 외의 부분은 큰 변화가 없는 것을 알 수 있다.

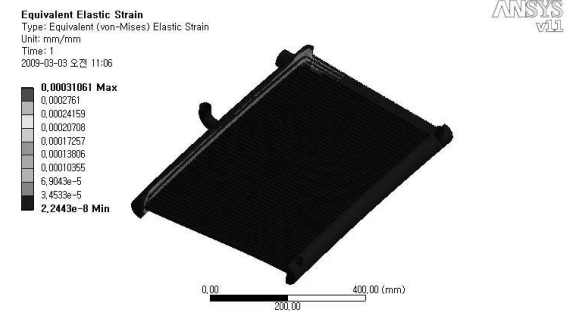


Fig. 10 Thermal Equivalent Strain Contour of Model on Steady State

그리고 Fig. 11에서는 등가 열응력을 보이고 있다. 역시 Fig. 10에서와 같이, 상부 탱크와 냉각관이 닿는 부분에서 가장 큰 열응력인 62MPa을 보이고 있다.



Fig. 11 Thermal Equivalent Stress Contour of Model on Steady State

### 2.2.2 과도상태에서의 열응력 해석

라디에이터가 정상상태에서 10초 동안 식혀질 때까지 시간 동안에서의 열 해석을 해 보았다. Fig. 7에서의 정상상태에서의 구속 조건에서와 똑같이 하되, Fig. 12에서와 같이 오른 쪽 면만이 온도가 22℃로 유지되고 대류 열 전달계수는  $5 \times 10^{-6} \text{W/mm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ 의 조건을 준다. 단, 처음 시작 시간에만 Fig. 7와 같은 열해석 조건을 주었다.

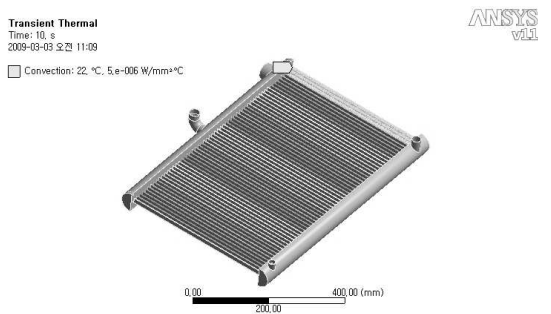
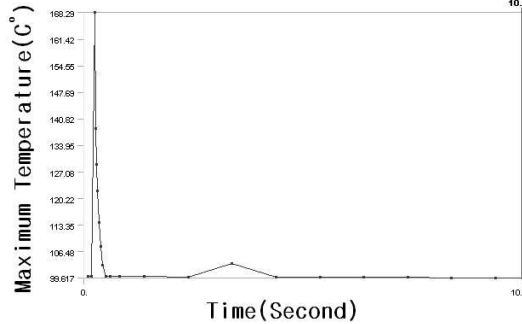


Fig. 12 Constraint Condition of Model on Transient State

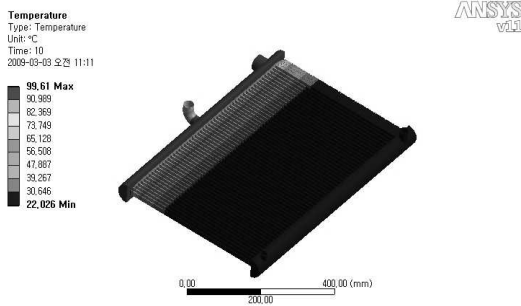
Fig. 13은 과도 상태에서의 시간에 따른 최대의 온도변화를 그래프로 보았다. 라디에이터의 최대 온도가 시간에 따라서 변화되는 경우이다. 1초 후부터

100°C에 도달하여 10초까지 최대온도가 비교적 균일하게 유지됨을 알 수 있었다.



**Fig. 13 Maximum Temperature According to Elapsed Time on Transient State**

Fig. 14는 10 초 후에 온도를 본 것이다. 상부 탱크로부터 하부 탱크로 식어져 감을 알 수 있었고 하부 탱크는 22°C에 도달되었음을 알 수 있었다.



**Fig. 14 Temperature Contour of Model at the Elapsed Time(10 Second) on Transient State**

Fig. 15부터 Fig. 17에서는 Fig. 7에서의 열 및 경계 조건을 가지고서 연성해석을 나타내고 있다.

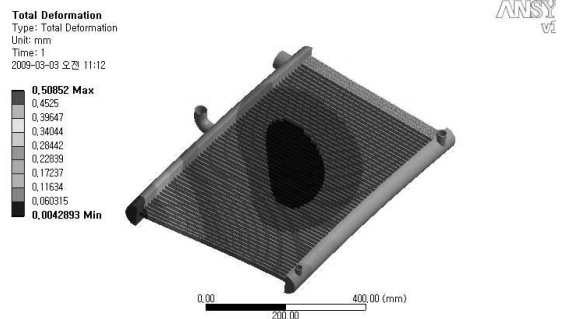
Fig. 15는 10 초 후에, 라디에이터의 온도 상태에서의 열변형을 본 것이다.

Fig. 15는 상부 탱크에서의 아래쪽 모서리 부분에서 0.51mm로서 최대의 변형량을 보이고 있다. 그리고 그림에서 보는 바와 같이 중심부는 변형이 적고 가장자리로 갈수록 변형이 커지는 것을 알 수 있었다. 정상상태에서의 상태와 거의 같은 경우를 보이고 있다.



**Fig. 15 Deformation Contour of Model at the Elapsed Time(10 Second) on Transient State**

또한 Fig. 16에서는 10 초 후에, 등가 열변형률을 보이고 있다. 그림에서 상부 탱크와 냉각판이 닿는 부분에서 가장 큰 열변형률인 0.0003을 보이고 있다. 그림 우측 상단을 보면 부분적으로 최대값에 가까운 높은 수치가 나온 것을 볼 수 있고 그 외의 부분은 큰 변화가 없는 것을 알 수 있다. 역시 정상상태에서의 상태와 거의 같은 경우를 보이고 있다.



**Fig. 16 Equivalent Strain Contour of Model at the Elapsed Time(10 Second) on Transient State**

그리고 Fig. 17에서는 10 초 후에, 등가 열응력을 보이고 있다. 역시 Fig. 16에서와 같이, 상부 탱크와 냉각판이 닿는 부분에서 가장 큰 열응력인 61.8MPa를 보이고 있다. 정상상태에서의 상태보다는 약간 낮아짐을 보이고 있다. 10초 후의 과도 상태의 최대 응력이 정상 상태에서의 열응력 상태인 Fig. 11에서의 62MPa보다 0.7% 정도 낮아져 있음을 알 수 있었다.

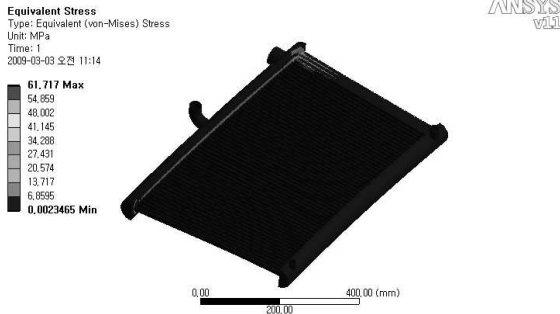


Fig. 17 Equivalent Stress Contour of Model at the Elapsed Time(10 Second) on Transient State

### 3. 결론

본 연구에서는 차량용 라디에이터를 모델링하고, 정상 상태 및 과도 상태에서의 열 해석을 고찰하여 보았는데, 해석 결과를 요약하면 다음과 같다.

1. 상부 탱크에서의 아래쪽 모서리 부분에서 0.51mm 로서 최대의 변형량을 보이고 있다. 그리고 라디에이터의 중심부는 변형이 적고 가장자리로 갈수록 변형이 커지는 것을 알 수 있다.
2. 상부 탱크와 냉각판이 닿는 부분에서 가장 큰 열응력인 62MPa을 보이고 있다.
3. 10초 후의 과도 상태가 정상 상태에서의 열응력 상태 보다 그 최대 응력이 0.7% 정도 낮아져 있음을 알 수 있었다.

### 참고문헌

1. Choi, I. K. and Lee, J. H., "The Study on the Thermal Performance of the Automobile Radiators," Transactions of the KSME, Vol. 1, No. 2, pp. 95-103, 1977.
2. 오광현, 지용준, "자동차용 열교환기의 개발 동향," 대한설비공학회 설비저널, 제37권, 제2호, pp. 24-29, 2008.

3. Lee, S. Y., Hong, S. E., Kang, H. K., Kim, S. H. and Kim, C. J., "Study on the Convective Heat Transfer and Pressure Drop for the Air flow Through a Plate Fin Tube Radiator of a Heat Pipe Heat Sink," Energy Engg. J, Vol. 9, No. 3, pp. 212-220, 2000.
4. Bae, S. J., Heo, H. S., Kim, H. C., Lee, G. S. and Lee, H. Y., "Simulation of Performance of Engine Cooling System according to Arrangement and Configuration of Heat Exchangers," 2007 Autumn Conference Proceeding of KSAE, Vol. II, pp. 1107-1113, 2007.
5. Kim, S. L., Lee, S. C., Lee, K. H. and Hur, N., "Numerical Simulation on Flows inside an Engine Room with Radiator and Cooling Fan Models," 1995 Autumn Conference Proceeding of KSCFE, pp. 70-75, 1995.
6. HSIEH, C. T. and JANG, J. Y., "3-D THERMAL-HYDRAULIC ANALYSIS FOR AIRFLOW OVER A RADIATOR AND ENGINE ROOM," Int. J. of Automotive Technology, Vol. 8, No. 5, pp. 659-666, 2007.
7. Swanson, J., Ansys 11.0, Ansys. Inc., 2008.