

3차원 방열기 모델을 이용한 엔진냉각 해석

An Analysis of Engine Cooling using a Three-dimensional Radiator Model

이 영 림*
Young Lim Lee

ABSTRACT

The performance of a radiator is generally determined using a wind tunnel, in which the air velocity is uniform. However, when it is installed in a car, the distribution of the air velocity becomes nonuniform due to front-end openings, cross members, and horns etc., resulting in lower performance.

In this study, several underhood flow simulations have been first performed to get flow rates and velocity distributions over the radiator. Secondly heat release rates are calculated by both a performance curve and a radiator model. Finally, using an engine cooling system simulator, radiator-top-tank temperature is predicted and the variations of heat release rate and radiator-top-tank temperature with nonuniformity of air velocity distributions are analyzed.

The results show that the current engine cooling model successfully accounts for the nonuniformity effects that should be considered for higher accuracy in predicting engine cooling performance.

주요기술용어 : Engine room(엔진룸), Radiator(방열기), Nonuniformity(불균일도), Engine cooling(엔진냉각), CFD(전산유체역학)

Nomenclature

x_i : 직교 좌표계 (i=x,y,z)	t : 시간
u_i : 직교좌표 속도성분	T : 온도
p : 압력	N_i : 방열기 코어에서 사용된 셀 수(i=x,y)
ρ : 밀도	U_g : 총합 열전달 계수
k : 난류에너지	U_l : 국소 총합 열전달 계수
ϵ : 난류 에너지 소산율	k_c : 열전도계수
	h : 엔탈피

* 회원, 공주대학교 기계공학부

1. 서론

최근들어 고출력 엔진 장착 및 낮아진 후드, 더욱 조밀해진 엔진룸 등으로 인해 차량개발시 엔진냉각 성능 예측의 중요성이 더욱 부각되고 있다. 특히 3차원 CFD 해석을 이용한 방열기 통과풍량 예측은 꼭 거쳐야 할 설계 단계로 정착되었으며, 이렇게 예측된 통과 풍량은 엔진 냉각 해석의 정확도를 높여 결과적으로 실차시험 단계에서의 오류를 미연에 방지함으로써 개발기간과 비용을 최소화하고 있다.

3차원 CFD 해석을 이용한 방열기 통과풍량 해석, 즉 엔진룸 유동해석은 국외¹⁻³⁾뿐만 아니라 국내⁴⁻⁶⁾에서도 활발히 진행되고 있으며, 항력 최적화⁷⁻⁸⁾ 및 엔진룸 내부의 적절한 열환경 유지(thermal management)⁹⁾ 등의 목적으로도 수행되고 있다.

한편 방열기 통과풍량과 더불어 통과풍속의 불균일도는 방열기의 방열성능을 결정짓는 또 하나의 인자로서 엔진냉각 성능을 보다 더 정확히 예측하는데 반드시 고려되어야 한다. Deussen¹⁰⁾은 불균일도가 50 %인 차량인 경우 통과풍량을 약 6% 감소시켜 결과적으로 방열율을 약 11%까지 감소시킨다는 것을 보여 주었다.

과거에는 냉각성능 예측을 위한 해석시 해석모델에 이러한 불균일도 효과를 포함시키지 않고 일종의 보정계수로써 고려하였으나, 최근 들어 통과 풍속분포의 불균일도까지 고려하여 냉각성능을 예측하려는 노력이 이루어지고 있다. Ecer 등¹¹⁾은 3차원 유동해석을 통하여 방열기 통과 풍속분포를 얻은 후, 방열기 각 각의 면적요소에 1차원 시스템 모델을 적용하여 방열기 통과풍속의 불균일도가 고려된 엔진 냉각 해석을 수행하였다. 하지만 그 들의 결과에서 불균일도의 효과는 따로 언급되지 않고 최종적인 방열기 입구에서의 냉각수 온도만이 실험결과와 비교되었다. 최근에 Pervaiz 등¹²⁾은 엔진룸 모델에서 효율적으로 사용될 수 있는 3차원 방열기 모델을 발표하였는데

실제 엔진룸에 장착하여 불균일도가 냉각성능에 미치는 영향은 고려하지 않았다. 이 모델은 방열기 성능시험 결과를 이용하여 이른바 “Local Overall Heat Transfer Coefficient(LOTHC)”를 구하는데 방열기의 가장 주요한 기하학적 특징만 모델하고 상세 모델은 하지 않아 격자 수를 최소화할 수 있다. 이러한 LOHTC는 특정한 방열기에 대하여 냉각수 유량과 공기 유량만의 함수가 된다.

본 연구에서는 실제 차량설계에서 사용될 수 있는 좀 더 개선된 냉각설계 모델을 개발하고자 한다. 이를 위해 엔진룸 CFD 모델 개발시 가급적 기하학적 특성을 자세히 모델링하였고 냉각팬 모델시 기존의 운동량 소스(momentum source)를 이용하는 것보다 더 정확도를 높인 rotating reference frame¹³⁾을 사용하였다. 또한 냉각풍속 분포의 불균일도가 방열기의 방열 특성 및 냉각수 온도에 미치는 영향을 정량화하였고 효율적인 냉각설계 모델을 위해 엔진룸 모델과 엔진 냉각 모델의 직접적인 연계를 이루었다.

한편, 불균일도 효과를 정량화하기 위하여 다음과 같이 두 가지 모델을 사용하였다.

첫번째 모델에서는 엔진룸 유동해석으로부터 평균 통과풍량만을 방열기 성능시험 데이터로부터 방열량을 구하는 1차원 엔진냉각시스템 해석 프로그램¹⁴⁾에 사용하여 방열기 입구 온도를 예측하였다. 따라서 이 모델에는 냉각풍속 분포의 불균일도가 고려되지 않았다. 두번째 모델에서는 엔진룸 유동해석을 통하여 방열기 통과 풍속분포를 구한 다음, Pervaiz 등¹²⁾의 3차원 방열기 모델을 이용하여 방열량을 해석하였다. 이 때, Pervaiz 등의 모델은 상용 소프트웨어 STAR-CD¹⁵⁾의 사용자 서브루틴을 통하여 프로그램하였다. 다음으로, 냉각시스템 해석 프로그램에서 1차원 방열기 모델 대신 3차원 방열기 모델로 대체하여 냉각풍속 분포의 불균일도가 고려된 엔진냉각계 해석을 수행하였다. 해석은 공회전, 중속, 고속인 세 가지 경우에 대해 이루어졌다.

2. 수치해석

엔진룸 및 3차원 방열기 모델 해석을 위하여 유한체적법을 사용하는 STAR-CD¹⁵⁾ 및 사용자 서브루틴을 이용하였다. 3차원 방열기 모델 이용 시, 방열기 입구의 냉각수 온도는 3차원 방열기 모델의 방열량이 실험으로 측정된 냉각수로의 방열량과 일치할 때까지 이분법(bisection method)을 이용하여 몇 번의 반복계산을 통하여 구하였다.

2.1 지배 방정식

본 연구에서 고려된 유체유동은 3차원, 비압축성, 정상상태 난류유동으로 난류모델로는 standard k-ε 모델¹⁵⁾을 사용하였다.

2.2 해석 격자

Fig. 1과 2는 각각 엔진룸 유동 및 방열기 모델 해석을 위한 격자 시스템을 보여 준다. 수치해석시 유동에 영향을 줄 수 있는 기하학적 특징은 가급적 자세히 모델링하여 기하학적 모델링 오류를 최소화하였다. 엔진룸 유동을 위해 약 230만 개의 격자를 이용하였고, 방열기 모델에는 약 6만 개의 격자를 사용하였다.

2.3 불균일도

방열기 통과풍속 분포의 불균일도 i 는 균일한 통과풍속 분포에 비해 얼마나 불균일하게 풍속이 분포되었는지를 나타내주는 척도로써 방열기 면적을 n 개의 면적요소로 분할 했을때 다음과 같이 정의되어진다.

$$i = \frac{1}{n} \sum_{k=0} \frac{\dot{m}_k \frac{A_R}{A_k} - \dot{m}_{tot}}{\dot{m}_{tot}} \quad (1)$$

여기서,
 \dot{m}_k = 한 개의 셀(cell)을 통과하는 질량유량

\dot{m}_{tot} = 전체 질량유량
 A_k = 한 개의 셀 크기
 A_R = 방열기 코어(core)의 면적

따라서 균일한 풍속분포인 경우 i 는 0이 되며 풍속분포가 점점 불균일하게 될수록 i 는 증가하게 된다.

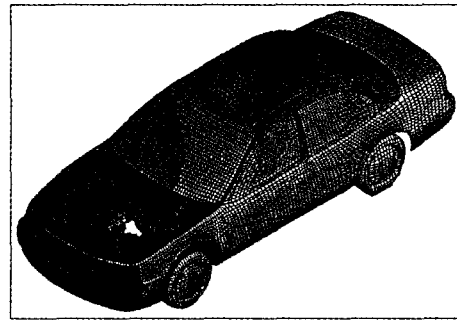


Fig. 1 Mesh system to calculate airflow rate across a radiator

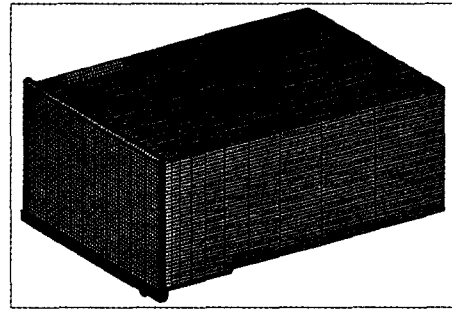


Fig. 2 Mesh system for a radiator model

2.4 열교환기 및 팬 모델링

열교환기(방열기 및 응축기)는 다공성 매질로 처리하였고 Vafai and Tien¹⁶⁾이 제안한 다음식을 사용하였다.

$$-\frac{dp}{dx} = (\alpha_i + \beta_i |v|)u_i \quad (2)$$

여기서 α_i, β_i 는 열교환기 압력강하 특성실험으로부터 구하여진다. 보통 압력강하 특성실험은 균일한 풍속을 구현하는 작은 풍동에 열교환기를 장착한 후 통과풍속을 변경하면서 수행하게 된다. 본 연구에서는 실험데이터를 1차원 함수로 curve fitting하여 응축기의 경우 $\alpha=93.62$, $\beta=167.5$, 그리고 방열기인 경우 $\alpha=72.36$, $\beta=645.4$ 를 사용하였다.

한편, 냉각팬은 운동량 소스로 가정하여 처리하기 보다는 팬의 형상을 직접 고려하는 rotating reference frame을 사용하였다. 이러한 방법은 어떤 특정한 팬 날개 위치에서 해가 고정되므로 물리적으로 완전히 타당하지는 않지만 팬의 성능곡선을 요구하지 않고 비정상 동적자(unsteady moving mesh)로 해석하는 것에 비해 컴퓨터 CPU측면에서 유리하다. Henk¹³⁾는 트럭 엔진냉각 해석에 있어 rotating reference frame을 사용하여 팬을 해석하는 것이 운동량 소스로 가정하는 것보다 실험치에 더 근접함을 보여 주었다. 본 연구에서 고려된 차량의 경우 Fig. 3과 같이 두 개의 팬, 즉 사익(four-blade) 및 오익(five-blade)팬을 각각 모델링하였다.

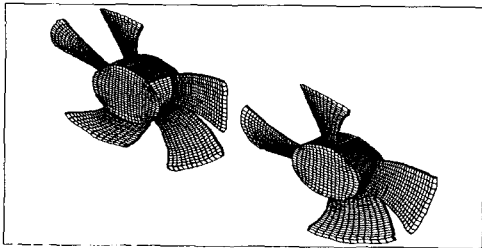


Fig. 3 Mesh system for cooling fans

2.5 방열기 모델링

이 모델링의 기본적인 개념은 총방열량이 냉각수 유량과 공기 유량으로 표현된 방열기 성능 시험 결과로부터 유한체적법에 적용할 수 있는 “국소 총열전달 계수”(LOHTC)를 냉각수 유량과 공기유량을 독립변수로 하는 3차원 다항식으로 표현하는 것이다. 여기서 LOHTC는 다음과

같은 식 (14)에 의해 결정된다.

$$Q_{total} = U_g A_s (T_{coolant, in} - T_{air, in})$$

$$= \frac{U_g A_s}{N_x N_y} \sum_{i=1}^{N_x} \sum_{j=1}^{N_y} (T_{coolant}^{i,j} - T_{air}^{i,j}) \quad (3)$$

따라서 냉각풍속 분포가 불균일할때 각 계산체적에서의 국소 총열전달 계수는 3차원 다항식으로부터 결정되어 냉각수와 공기간의 총열전달량이 계산되어진다.¹²⁾

2.6 경계조건 및 수렴조건

엔진룸 모델의 경우, 입구에서의 난류강도는 입구유속의 5%, 혼합길이는 차량높이의 10%로 가정하였다. 차량이 공회전하는 경우의 외부경계조건은 차량이 매우 넓은 실내에 있다고 가정하여 벽조건을 사용하였는데 이를 위해 계산영역을 주행시보다 2배 가량 넓혔다. 방열기 모델에서의 전면공기 속도분포는 엔진룸 해석으로부터 구하였고 전면공기 온도분포는 환경풍동에서 실차를 공회전, 중속(60km/h), 고속(130km/h)상태로 운전하면서 측정하였다. 이 때 방열기 전면에서 약 12개의 열전대를 이용하여 온도를 측정한 다음의 평균치를 사용하였다. 엔진 발열량 중 냉각수로의 방열량은 실차상태에서 엔진 입출구 온도차 및 냉각수 유량을 직접 측정하여 결정하였다. 냉각수 유량은 터빈 블레이드 형식의 유량계를 직접 방열기 입구로 들어가는 고무호스의 중간부를 자른 후에 연결하여 측정하였고 온도는 열전대를 방열기 입출구에 직접 삽입하여 측정하였다. Table 1에 본 해석에 사용된 방열기 전면에서의 평균 공기온도, 엔진입출구 온도차(ΔT) 및 냉각수 유량을 나타내었다. 공회전인 경우 방열기 전면에서 온도가 비교적 높게 나타났는데 이는 방열기를 지난 고온의 공기가 재순환하여 다시 응축기로 유입되는 것을 의미한다.

수렴조건은 입구조건을 기준으로 지배방정식의 무차원화된 잉여량(normalized residual)이 10^{-3} 이하가 되게하였다.

Table 1 Boundary conditions for a radiator model

차량 속도 (km/h)	0	60	130
공기 온도 (K)	335.0	315.3	315.0
ΔT (K)	5.0	6.0	6.0
냉각수 유량(kg/s)	0.30	1.31	1.18

3. 결과 및 고찰

먼저 방열기 모델을 검증하기 위하여 방열기 성능시험에서 얻은 방열량과 해석 모델에서 얻은 방열량을 전면 풍속 및 냉각수 유량을 변화시켜 가며 비교하여 보았다. 다음으로 실제 차량에서 불균일도가 냉각수의 방열기 입구온도에 미치는 영향을 고찰하였고 끝으로 풍동실험 결과와의 비교를 통하여 수치해석 모델의 타당성을 입증하였다.

3.1 방열기 모델의 검증 및 방열특성

일반적으로 방열기 성능시험은 풍속이 균일한 풍동에서 이루어지는데 먼저 방열기 모델의 경계 조건으로 균일한 풍속분포를 가정하여 방열기 모델이 풍동시험 결과를 재현하는지 알아 보았다. Fig. 4는 냉각수 유량 및 전면 풍속에 따른 방열기의 방열량을 보여주고 있는데 방열기 풍동 시험 결과와 해석 모델 결과는 오차가 약 2% 이내에서 잘 일치하고 있어 모델의 정확도를 입증하고 있다.

Fig. 5는 동일한 냉각풍량에 대하여, 불균일도에 따라 방열기 방열특성 곡선의 변화를 보여준다. 이 때 불균일도는 실제차량이 고속으로 주행할때의 풍속분포를 바탕으로 표준편차를 증감시켜 그 값을 조절하였고 방열을 변화는 불균일도가 0일때, 즉 균일한 풍속일 때의 방열율을 기준으로 하였다. 결과에서처럼 방열율은 불균일도가

증가함에 따라 점차 감소하며 불균일도가 0.5일 때 약 6% 감소함을 보여주고 있다. 이는 불균일도 50% 그리고 냉각수량 3 kg/s일 때, 알루미늄 핀을 가진 방열기의 방열율을 약 11%정도 감소시킨다는 Deussen¹⁰⁾의 결과와 경향이 일치한다. 또한 불균일도가 방열기의 성능을 저하시킨다는 Chiou¹⁰⁾의 결과와도 일치한다.

보통 불균일도가 방열율을 감소시키는 정도는 고려되는 방열기 및 운전조건에 따라 달라진다.

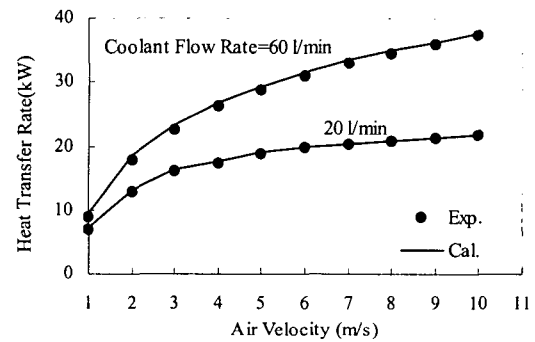


Fig. 4 Variations of heat transfer rate with air velocity for a radiator model

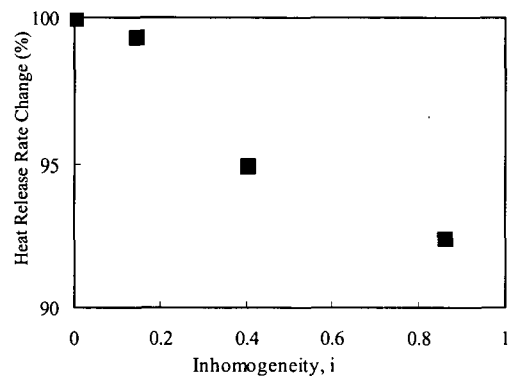


Fig. 5 Variations of radiator heat release rate with inhomogeneity for a radiator model

3.2 불균일도를 고려한 엔진냉각 해석

먼저 엔진룸 유동 해석을 통하여 방열기 전면에서의 풍속분포를 구하고 이를 3차원 방열기 모델의 입구조건으로 사용하여 방열기 입구에서의 냉각수 온도를 구하였다. 또한 불균일도가 엔진 냉각에 미치는 영향을 알아보기 위하여 방열기 전면속도가 균일하다고 가정한 경우도 고려하였다.

Fig. 6은 방열기 전면에서의 전형적인 풍속분포를 보여 주고 있는데 속도분포로부터 두 개의 냉각팬 및 Hub의 위치를 쉽게 구별할 수 있다. 한편 Table 2에 차량의 주행속도에 따른 통과풍량 및 불균일도를 나타내었는데 불균일도는 본 연구에서 고려된 차량의 경우 약 0.3~0.4 정도이며 차량속도가 증가함에 따라 비례하여 커지고 있다.

Fig. 7은 차량속도가 130 km/h일 때 통과풍속이 균일한 경우와 불균일한 경우에 대하여 방열기 내부의 냉각수 온도분포를 보여준다. 냉각풍속이 균일한 경우(Fig.7(a)), 냉각수가 위쪽탱크(Top Tank)에서부터 아래쪽 탱크(Bottom Tank)로 흐르면서 비교적 고르게 냉각되는 분포를 보여주고 있어 열전달이 효율적으로 일어남을 알 수 있다. 이때 왼쪽 가장자리 부근에서는 냉각수의 온도가 조금 늦게 떨어지고 있는데 이는 입구 파이프가 왼쪽에 위치하여 그 부근에서의 냉각수 속도가 상대적으로 빠르기 때문이다. 냉각풍속이 불균일한 경우(Fig. 7(b)), 저속인 부분에서의 냉각지연 효과가 두드러지는데 특히 양쪽 가장자리와 두 냉각팬 사이의 영역 등에서 등온선이 아래로 많이 치저 있음을 알 수 있다.

Fig.8은 공회전, 중속(60km/h), 고속(130km/h)에서 불균일도를 고려했을 때와 고려하지 않았을 때의 방열을 변화량을 보여준다. 본 연구에서 고려되어진 차량의 경우 불균일도는 주행속도에 따라 방열기의 방열율을 약 20~30 W/K 정도 감

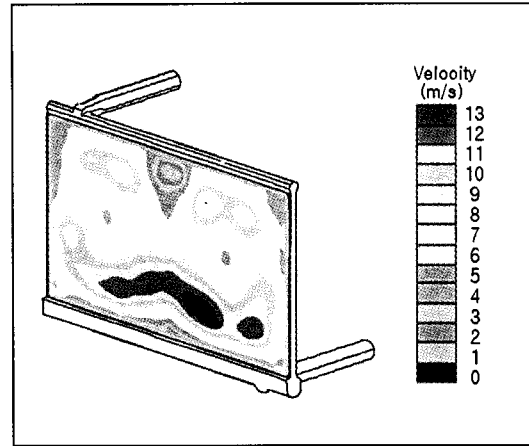


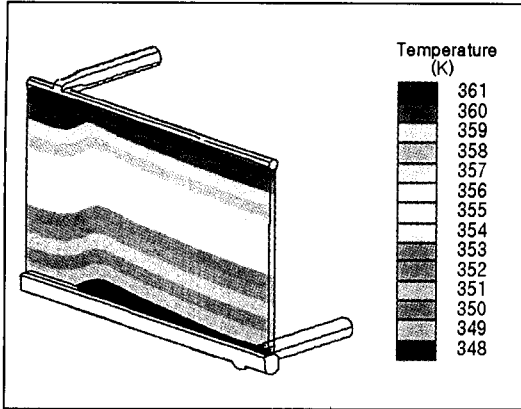
Fig. 6 Distribution of air velocity at radiator inlet

Table 2 Variation of rate and nonuniformity of air flow across a radiator with vehicle speed

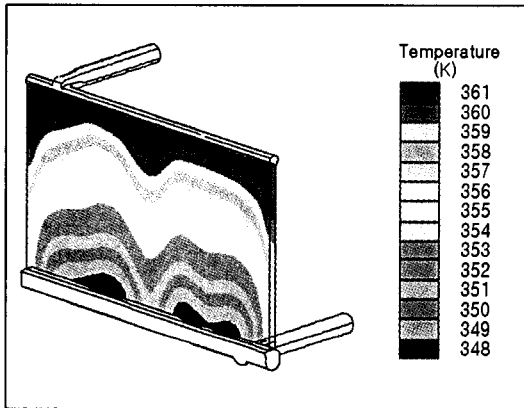
차량 속도(km/h)	0	60	130
공기 유량(kg/s)	0.57	1.02	1.53
불균일도	0.28	0.30	0.38

소시키며 이는 전체 방열율이 냉각수 입구 온도 예측에 상당한 영향을 끼칠 수 있다.

Fig. 9는 차량속도에 따른 방열기 입구에서의 냉각수 온도를 보여주는데 해석결과와 풍동실험 결과가 비교되었다. 통과풍속이 균일하다고 가정한 경우가 실제 불균일한 풍속에 비해 방열량이 많아 상대적으로 방열기 입구온도는 약 2~3 K 정도 낮게 예측되었다. 다행히 균일한 풍속분포인 경우도 풍동시험 결과와 경향이 일치하고 있지만 실제 불균일한 풍속을 사용하였을 경우가 풍동 시험치에 더 가까운 값을 나타내고 있다. 그러므로 더욱 정확한 냉각 성능 예측을 위해서는 반드시 불균일도 효과가 고려되어야 할 것이다.



(a) Uniform air flow



(b) Nonuniform air flow

Fig. 7 Temperature distribution of coolant through a radiator at 130 km/h

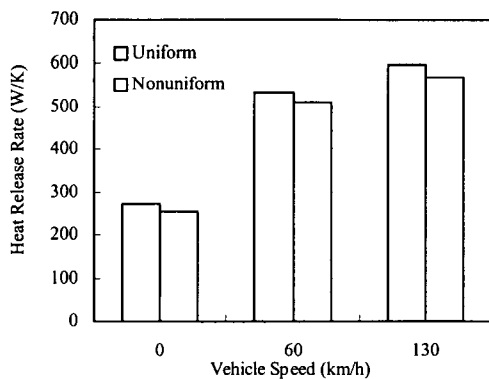


Fig. 8 Variation of radiator heat release rate with vehicle speed

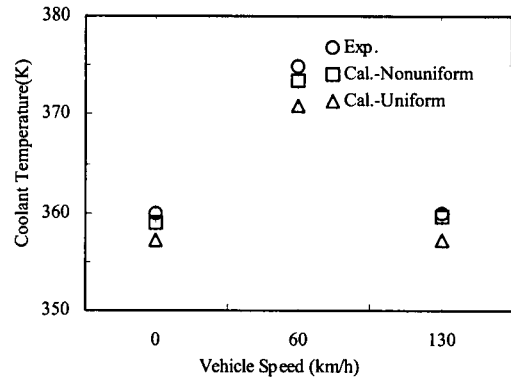


Fig. 9 Variation of coolant temperature at radiator inlet with vehicle speed

4. 결론

본 연구에서는 방열기를 통과하는 공기속도 분포의 불균일도가 방열기의 방열특성 및 방열기 입구의 냉각수 온도에 미치는 영향을 해석하였다. 이를 위해, 먼저 엔진룸 유동을 해석하여 방열기 통과 풍량 및 풍속분포를 얻고 이를 각각 1차원 냉각시스템 해석 프로그램과 Pervaiz 등의 3차원 방열기 모델을 이용하여 방열기 입구온도를 결정하였다. 본 연구를 통하여 얻어진 결론은 다음과 같다.

- 1) Rotating reference frame 및 불균일도를 고려하여 정확도가 개선된 차량 엔진냉각설계 모델을 개발하였다. 또한 3차원 엔진룸 모델과 1차원 엔진 냉각시스템 해석 모델을 3차원 방열기 모델을 통하여 성공적으로 연계하였다.
- 2) 본 논문에서 고려된 차량인 경우, 냉각풍의 불균일도는 방열기의 방열율을 약 20~30 W/K 정도 감소시켜 냉각수의 방열기 입구온도가 2.5 K 까지 상승함이 확인되었다.
- 3) 따라서 차량마다 혹은 같은 차량에서도 주행 상태에 따라 달라지는 불균일도의 효과는 본 연구에서와 같이 전면 개구부(front-end)나 냉각시스템 설계에 필수적으로 고려되어야 한다.

참 고 문 헌

- 1) K. Aoki, Y. Janaoka and M. Hara, "Numerical Simulation of Three Dimensional Engine Compartment Air Flow in FWD Vehicles", SAE 900086, 1990.
- 2) T. Han and M. Skynar, "Three-Dimensional Navier-Stokes Analysis of Front End Flow for a Simplified Engine Compartment", SAE 921091, 1992.
- 3) R. Andra, E. Hytopoulos, K. Kumar and R. L. Sun, "The Effects of Boundary and Geometry Simplification on the Numerical Simulation of Front-End Cooling", SAE 980395, 1998.
- 4) 조장형, 강성중, "3차원 엔진룸내 냉각 유동해석 기술연구", 한국 자동차 공학회 추계 학술 대회, pp.353-359, 1994.
- 5) 류명석, 이은준, "Numerical and Experimental Study of Three Dimensional Flow in Engine Room", SAE 960270, 1996.
- 6) 이원상, 김재수, 최천, "엔진룸 내부의 열유동 해석", 한국 자동차 공학회 추계 학술 대회, pp.143-148, 1996.
- 7) J. Williams, "An Automotive Front-End Design Approach for Improved Aerodynamics and Cooling", SAE 850281, 1985.
- 8) A. Garrone and M. Masoero, "Car Underside, Upperbody and Engine Cooling System Interactions and Their Contributions to Aerodynamics Drag", SAE 860212, 1986.
- 9) H. Shimonosono, Y. Shibata and K. Fujitani, "Optimization of the Heat Flow Distribution in the Engine Compartment", SAE 930883, 1993.
- 10) W. H. Hucho, "Aerodynamics of Road Vehicles", 4th ed., p.560, Society of Automotive Engineers, Inc., 1998.
- 11) A. Ecer, C. Toksoy, V. Rubek, R. Hall, G. Gezmisoglu, V. Pagliarulo, S. Caruso and J. Azzali, "Air Flow and Heat Transfer Analysis of an Automotive Engine Radiator to Calculate Air-to-Boil Temperature", SAE 951015, 1995.
- 12) M. M. Pervaiz, R.A. Brewster, F. Ross., W. Bauer and H. Reister, "Numerical Methodology for Automotive Radiator and Condenser Simulations", SAE 971840, 1997.
- 13) K. Henk, "An Evaluation of the Simulated Flow through the Engine Cooling System of a Truck", 7th European STAR-CD User Group Meeting, 1998.
- 14) 심재혁, 이영립, "엔진 냉각계 해석 프로그램 개발", 삼성자동차 기술문서, 1997.
- 15) STAR-CD User's Manual, Version 3.0, Computational Dynamics Ltd, 1997.
- 16) K. Vafai and C.S. Tien, "Boundary and Inertia Effects on Flow and Heat Transfer in Porous Media", International Journal of Heat and Mass transfer, Vol. 24, pp.195-203, 1981.
- 17) J. P. Chiou, "The Effect of Flow Nonuniformity on the Sizing of the Engine Radiator", SAE 800035, 1980.