

# 밀폐형 차량 냉각시스템에 대한 열평형 연구 A Study on the Heat Balance of Cooling System for Armored Vehicles

김성광 · 안석환 · 남기우

S. K. Kim, S. H. Ahn and K. W. Nam

**Key Words** : Heat Exchanger(열교환기), Heat Balance(열평형), Efficiency NTU(효율 NTU법), Armored Vehicle(밀폐형 차량)

**Abstract** : Heat transfer coefficient and fin efficiency of a heat exchanger dispersed in the microelement of control volume were predicted with various flow patterns, conditions and material properties. A computational program was developed by using the method of efficiency NTU(Number of transfer unit). The modelling was applied to heat exchangers, also was integrated in power pack cooling system in an armored vehicle. The compatibility and the generality were proved by comparing the prediction values with the test results. The developed program may be useful for the design of the cooling system in an armored vehicle.

## 1. 서 론

최근 고출력 디젤엔진을 장착한 밀폐형 차량의 냉각 요구조건은 점점 가혹해지고 있는 반면, 설치 공간은 작아지고 또한 복잡해지고 있기 때문에 제한된 공간에서 적절한 냉각용량을 확보하는 것은 어려운 일이다. 이에 좁은 공간 내에서 차량에 알맞은 냉각용량의 최적설계는 매우 중요한 인자가 된다.<sup>1,4)</sup> 따라서 엔진 및 차량 제조업체에서는 차량의 사용조건(-32℃ ~ +50℃)을 고려하여 과열 및 과냉 방지와 엔진의 열효율을 극대화할 수 있는 적절한 냉각용량을 결정하여 가능한 한 실제 차량에 적용된 조건에 유사하게 차량 냉각시험을 실시하여 적합성을 검토한다. 최종적으로 차량시험을 실시하여 적용된 냉각시스템을 증명할 필요가 있다. 특히 밀폐형 차량의 경우 차량을 냉각시킬 수 있는 열교환기 및 펌의 설계가 무엇보다도 중요하다. 압축착화 방식을 사용하는 디젤엔진의 냉각 손실은 대략 20~30% 정도이며 엔진의 내구성 및 열효율을 높이기 위한 방안으로 고온의 연소가스와 접촉하는 연

소실을 일정한 온도범위 이내로 유지시켜 주어야 한다. 여기에 바로 냉각시스템의 중요성이 있다. 주행 중인 차량에서는 엔진에서 연료의 연소로 인해 열이 발생하며 또한 모든 기계요소에서도 마찰열이 발생하므로 엔진 및 기계요소가 고온으로 인해 손상을 받지 않도록 냉각시스템에 의해 열을 대기로 방출시켜야 한다. 가장 큰 열원인 엔진은 연소실 내에서 공기-연료 혼합물이 연소로 2000~3000K 정도의 고온이 되므로 적절히 냉각시키지 않으면 엔진오일의 점성을 떨어뜨려 피스톤과 실린더벽 사이에서 금속마찰이 일어나게 되고 이것은 동력손실 뿐만 아니라 피스톤과 실린더벽에 치명적인 손상을 가하게 된다. 한편, 엔진이 과냉되거나 외부의 온도가 매우 낮은 경우 연료-공기의 혼합물이 잘 기화되지 않아 연료소모량이 많아지고 불완전한 연소 및 유해 배출물을 증가시키게 되며 연소가스의 평균온도 및 평균압력이 떨어져 피스톤으로 전달되는 동력이 감소하게 된다. 따라서 엔진이나 기 요소들의 손상을 줄이고, 유해 배출물을 감소시키면서 엔진의 높은 성능을 발휘하기 위해서는 냉각시스템을 통해 항상 적정온도를 유지하도록 만드는 것이 중요하다.<sup>5, 10)</sup>

차량 냉각시스템에 대한 요구 성능의 증가에 따라 방열기의 방열성능 향상의 필요성이 증대되고 차량의 방열부하에 따른 방열기의 설계기술에 대한 요구도 증가하고 있다.

접수일 : 2006년 12월 22일, 채택확정 : 2007년 2월 8일  
김성광(책임저자) : 국방기술품질원  
E-mail : skkimgo@naver.com Tel. 010-5078-9677  
안석환 : 부경대학교 기계공학부  
남기우 : 부경대학교 신소재공학부

따라서, 본 연구에서는 밀폐형 차량용 방열기에 대한 연구의 일환으로 많은 비용 및 시간과 인원이 소요되는 성능시험을 지양하고 그 성능을 미리 예측할 수 있는 범용 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램을 개발하여 기존실험 결과와 비교분석하고 각 변수에 따른 냉각시스템의 성능 변화를 알아보고자 한다.

## 2. 열교환기 이론 해석

### 2.1 열교환기 이론 해석

일반적으로 열 교환기를 해석하는 방법에는 대수 평균 온도차법(log-mean temperature difference method)과 효율- $NTU$  (number of transfer unit)법이 있다. 이 두 방법은 열교환기 내에서 총괄 전열 계수(overall heat transfer coefficient)와 물성치가 일정하다는 가정에서 유도되는 방법이다.

효율- $NTU$  방법은 열교환기의 효율을 정의하여 열전달량을 계산한다. 즉 냉각수와 냉각공기의 입구 온도가 주어질 때 사용가능한 식으로 열교환기의 효율은 실제 열전달량과 최대 가능 열전달량의 비로 정의된다. 최대 가능 열전달량은 열교환기의 크기가 무한하다고 가정했을 때의 열전달량이다. 이때 두 유체의 출구 상태는 유동의 유량과 비열의 곱이 큰 유체의 입구조건이 된다. 따라서 여기서의 열전달량은 다음과 같이 주어진다.

$$q_{\max} = C_{\min}(T_{hi} - T_{ci}) \quad (1)$$

여기서  $C_{\min}$ 은 두 유체의 질량유량과 비열의 곱 중 작은 쪽의 값이며  $T_{hi}$ 와  $T_{ci}$ 는 고온과 저온의 유체 입구측 온도이고  $T_{hi}$ 는  $T_{co}$ 와 같은 값이다.

또한, 실제 열전달량  $q$ 는 다음과 같이 주어진다.

$$q = C_c(T_{co} - T_{ci}) \quad (2)$$

$$q = C_h(T_{hi} - T_{ho}) \quad (3)$$

위 식에서  $T_{ho}$ 는 고온유체의 출구온도이며 위의 관계로부터 열교환기의 효율을 계산하면 다음과 같다.

$$\epsilon = \frac{C_c(T_{co} - T_{ci})}{C_{\max}(T_{hi} - T_{ci})} \quad (4)$$

$$\epsilon = \frac{C_h(T_{hi} - T_{ho})}{C_{\max}(T_{hi} - T_{ci})} \quad (5)$$

이 효율은 열교환기에 따라  $NTU$ 와  $C_r$ 의 함수로 주어지며, 이들의 정의는 다음과 같다.

$$\epsilon = f(NTU, C_r) \quad (6)$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (7)$$

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (8)$$

이 관계를 이용하면 열교환기의 효율이 주어질 경우 유체의 입구조건만으로 열교환기에서의 열교환량과 출구조건을 구할 수 있다. 여기에서는 각 구성 요소의 입구조건이 주어질 경우, 구성 요소를 통과한 유체의 출구조건을 계산하는 것이 목표이다. 그러므로, 효율- $NTU$  법을 사용하는 것이 효과적이다.<sup>11,12)</sup>

### 2.2.1 방열기

시스템에서 방열기의 역할은 냉각 시스템의 냉각수가 실어온 엔진의 방출열을 복사와 대류를 통하여 대기 중으로 방출하는 것이다. 따라서 방열기 역시 열교환기로서의 모델링이 가능하며 이를 통하여 방열기의 성능을 예측할 수 있다. 방열기의 구조는 일반적으로 냉각수가 통과하는 유로와 이 유동에 수직인 방향으로 통과하는 냉각공기의 유로로 생각할 수 있다. 이 열교환기의 성능을 예측하기 위해서는 앞 절에서 언급한 대수평균 온도차법이나, 효율- $NTU$ 법이 유리하다. 효율- $NTU$ 법을 방열기에 적용하기 위하여, 방열기를 한쪽이 혼합이고 다른 한쪽이 비 혼합인 경우의 직·교류형 열교환기로 모델링하였다. 여기서 주어진 입구조건과 열교환량으로부터 총괄열전달 계수와 전열면적의 곱을 계산하였다. 계산된  $UA$ 와  $C_{\max}$ ,  $C_{\min}$  으로부터  $NTU$ 와  $C_r$ 을 결정할 수 있으며, 이들 값이 계산되면 다음의 효율 관계식 (6)으로부터 열교환기의 효율을 계산할 수 있다.

·  $C_{\max}$  혼합,  $C_{\min}$  비혼합인 경우

$$\epsilon = \left(\frac{1}{C_r}\right) [1 - \exp\{-C_r(1 - \exp(-NTU))\}] \quad (9)$$

·  $C_{max}$  비혼합,  $C_{min}$  혼합인 경우

$$\epsilon = 1 - \exp\left(-\left(\frac{1}{C_r}\right)\{1 - \exp(NTU \cdot C_r)\}\right) \quad (10)$$

이 식과 실험시의 유체의 유량 및 입구조건, 방출 열량으로부터 방열기에서의 총괄 열전달계수와 전 열면적의 곱  $UA$ 의 값을 결정할 수 있으며, 그 값은 다음과 같다.

$$UA = 5.337318338k W/^{\circ}C \quad (11)$$

따라서, 주어진 총괄 열전달계수와 전열 면적의 곱과 효율관계식으로부터 임의의 유량 및 입구조건에서 방열기의 방출 열량 및 출구에서의 유체의 상태를 산출할 수 있다.

### 2.2 프로그램의 구성

성능예측 프로그램은 냉각시스템의 열평형 및 방열량을 계산하기 위하여, 주 프로그램은 주어진 조건에서 냉각공기와 냉각수의 유량을 계산하고, 에너지균형을 이용하여 각 부분에서의 열교환량을 결정하는 부 프로그램을 순차적으로 호출하도록 되어 있고, 부 프로그램을 이용한 계산과정은 Fig. 1과 같다.

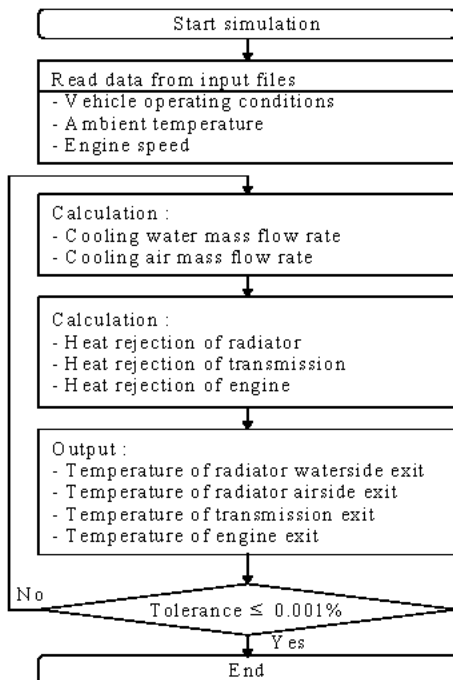


Fig. 1 Block diagram of flow chart

## 3. 수치해석 및 결과

### 3.1 시스템에서의 열평형

차량 냉각시스템 각 구성요소의 제원을 Table 1에 나타낸다.

Table 1 Factors of the vehicle cooling system

Factor	Specification
Heat rejection of engine, (kJ/s; kcal/h)	142; 121,968
Heat rejection of transmission, (kJ/s; kcal/h)	28.974; 24,921
Coolant	
· Flow rate, $m_w$ (kg/s; l/min)	6.1446; 380
· Density, $\rho_w$ (kg/m <sup>3</sup> )	970.2
· Viscosity, $C_{pw}$ (kJ/kg · °C)	4.195
Cooling air	
· Flow rate, $m_f$ (kg/s; m <sup>3</sup> /min)	6.86; 364
· Density, $\rho_a$ (kg/m <sup>3</sup> )	1.131
· Viscosity, $C_{pa}$ (kJ/kg · °C)	1.0066

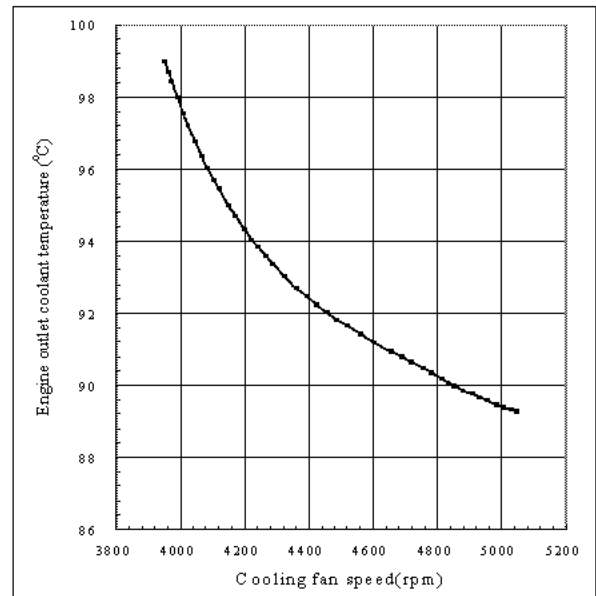


Fig. 2 Engine outlet coolant temperature versus cooling fan speed

#### 3.1.1 냉각팬 회전수에 따른 엔진출구냉각수 온도 냉각팬 회전수 변화에 따른 엔진 출구 냉각수 온

도 변화를 표시하면 Fig. 2와 같으며, 실험결과 KDS규격에 잘 일치하였다.<sup>10)</sup>

Fig. 2에서 기존 냉각시스템인 냉각팬 회전수 5,000rpm에서 엔진 출구 냉각수 온도는 89.7°C로서 규격 요구조건인 99°C와는 9.3°C의 여유가 있다. 따라서 엔진 출구 냉각수 온도를 99°C로 설정할 경우 냉각팬 회전수는 3,950rpm으로 저하가 가능하다. 그러므로 본 연구에서는 안전율을 고려하여 엔진출구 냉각수 온도가 95°C 이하인, 냉각팬 회전수 4,200rpm, 엔진 출구 냉각수 온도 94.3°C를 선택하였다.

3.1.2 각 구성요소의 열평형 온도

3.1.2.1 냉각팬 회전수 5,000rpm에서의 열평형

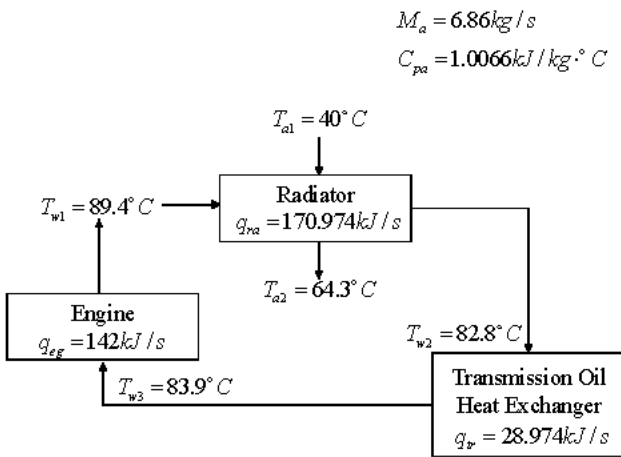


Fig. 3 Heat balance simulation at fan speed (5,000rpm)

3.1.2.2 냉각팬 회전수 4,200rpm에서의 열평형

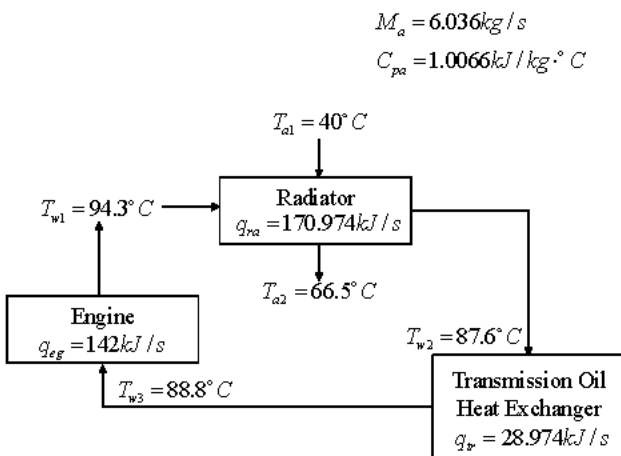


Fig. 4 Heat balance simulation at fan speed (4,200rpm)

3.2 수치해석 결과

밀폐형 차량 냉각시스템의 용량에서는 차량을 5단, 전부하 최고속도로 사용할 경우, 엔진 출구 냉

각수 온도가 대기온도 40°C에서 90°C를 초과하지 않는다. 즉 정상시의 온도에서는 Thermostat 작동 온도(71°C에서 열림 시작, 81°C에서 완전 열림)를 고려할 때, 상당한 부분의 냉각팬 소요마력이 낭비되고 있음을 알 수 있다.

Fig. 3과 Fig. 4에서 예측결과 대기온도가 KDS 규격서에서 요구하는 40°C까지 상승할 경우에도 엔진 출구 냉각수 온도는 89.4°C로서 허용 최고온도인 99°C까지는 9.6°C의 여유가 있음을 알 수 있다<sup>14)</sup>. 따라서 밀폐된 차량의 냉각시스템에서 문제점으로 남아 있는 냉각팬의 소음과다 및 전달마력 과다를 해결하기 위하여 요구되는 냉각팬 회전수의 감소가 가능할 것으로 판단된다.

냉각팬 회전수가 4,200rpm일 때의 엔진 출구 냉각수 온도는 94.3°C로서 규격 요구조건인 99°C에 비하면 4.7°C의 여유가 있다. 그러므로 엔진 냉각수 출구온도를 95°C이하로 하더라도 기존 냉각시스템과의 호환성을 유지할 수 있도록 최소한의 형상변경을 필요로 한다.

4. 실험장치 및 방법

4.1. 실험장치

상기 수치해석으로부터 구한 결과와의 비교를 위하여 실험을 실시하였다. 차량의 냉각실험 사양 및 장치는 Fig. 5 및 Fig. 6과 같다. 그림에서와 같이 차량 엔진 및 변속기를 거치하고 부하조건, 속도조건 등을 변경할 수 있도록 제작되었다.

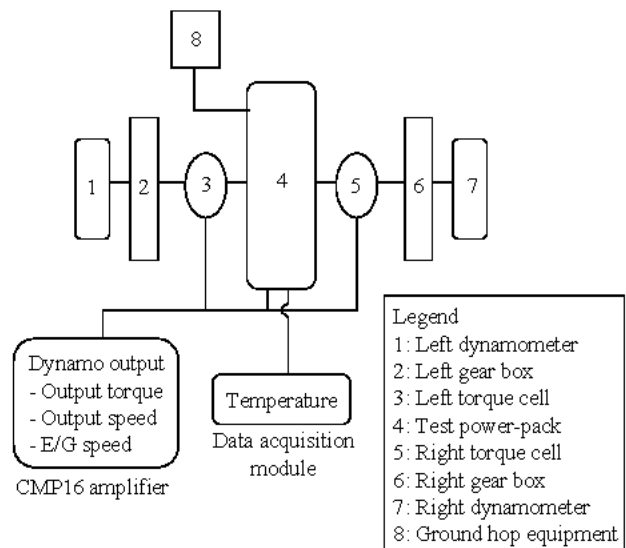


Fig. 5 Schematic of the cooling test

#### 4.2 실험방법

밀폐된 차량 냉각장치를 Fig. 5와 같이 Cooling dynamometer에 위치시키고 전후 지지대로 고정한다. 다음, 엔진 출구 냉각수 온도( $T_{w1}$ )와 대기온도( $T_{w2}$ ) 측정용 온도센서를 설치한다. 그리고 변속기를 5단에 위치시킨다. 엔진을 전부하(Full-load; 2300rpm)로 구동시켜, 냉각팬 속도를 측정한다. Cooling dynamometer의 좌우 양측에서 속도를 감지하여 5단, 2300rpm시의 차량속도인 38km/h를 유지하도록 DC Dynamometer의 계사전류를 조정하여 부하를 변동시킨다. 엔진 출구온도를 2분 간격으로 측정하고, 엔진 출구온도와 대기온도와의 차가 5분 이상 일정하면 이때의 온도를 기록한다.

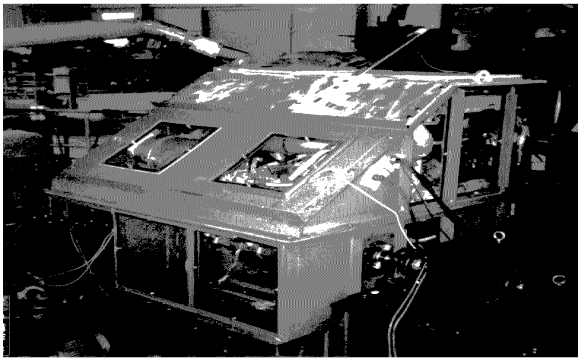


Fig. 6 Set-up of the cooling test

### 5. 실험결과 및 고찰

#### 5.1 엔진 출구 냉각수 온도

##### 5.1.1 기존 냉각시스템의 엔진 출구 냉각수 온도

5단 전부하 최고 속도시 기존 냉각시스템은 대기온도가 25°C의 경우 엔진 출구 냉각수온도는 77.8°C이다. 이는 대기온도가 1°C 상승함에 따라 엔진 냉각수온도가 1°C 상승하므로 대기온도 40°C에서는 92.8°C가 될 것이다.<sup>13)</sup> 이 값과 Table 2의 열평형에서 구한 이론값 89.4°C와 비교하면 3.4°C의 차이가 있는데 이는 Outlet Grill을 통과한 고온의 공기가 다시 Inlet Grill로 유입되어 방열기의 방열능력이 감소와 실험오차에 기인된 것으로 생각되며, 5% 온도차에 속하므로 실제와 잘 일치하는 것으로 판단된다.<sup>14)</sup>

##### 5.1.2 개선된 냉각시스템의 엔진 출구 냉각수 온도

냉각팬 회전을 4,200rpm으로 감소시켜 시험한 결과 대기 온도 30°C의 경우 엔진 출구 냉각수 온도

는 86.5°C이므로 40°C의 경우에는 96.5°C가 될 것이다. 이 온도 역시 이론으로 구한 온도인 87.6°C에 비하면 8.9°C의 차이가 있는데 5.1.1결과 같은 이유 때문인 것으로 판단된다.

Table 2 The results of the full load cooling test

Test factor	Result	
	5,000 rpm	4,200 rpm
Engine speed (rpm)	2,300	2,300
Fully diameter (mm)	275	250
Fan fully diameter (mm)	265	132
Fan speed (rpm)	5,000	4,200
Vehicle speed (km/h)	37.9	37.9
Ambient temp. (°C)	25	30
Coolant outlet temp. of engine (°C)	77.8	86.5
Coolant outlet temp. of radiator (°C)	71.6	80.2
Variable temp. (°C)	52.8	56.5
Coolant outlet temp. of engine in ambient temp. of 40°C (°C)	92.8	96.5
*( ) : data by the program	(89.4)	(94.3)

#### 5.2 냉각용량

기존 냉각시스템의 냉각용량에 대한 이론적인 검토에서는 9.6°C의 여유가 있었으나, 냉각실험의 결과는 6.2°C로 이론값에 비해 3.4°C 감소되었다. 이 원인은 전향에서 검토된 내용과 동일하며 기존 시스템의 용량은 6.2°C를 감소시켜도 될 만큼 충분한 여유가 있는 것으로 나타났다.

한편, 개선된 냉각시스템의 냉각용량은 이론적인 검토에서는 4.7°C의 여유가 있었으나, 냉각시험의 결과는 2.5°C로 여유가 다소 적게 나타났지만 국방규격에서 요구하는 수준은 충분히 만족할 수 있는 용량임을 나타내었다.

#### 5.3 개선시의 기대 효과

기존 시스템의 냉각 팬의 소음은 고회전수에서 고주파 소음이 문제가 되고 있는바, 냉각 팬 회전을 5,000rpm에서 4,200rpm으로 감소시킴으로서 고주파 소음의 감소가 가능하다.

또한, 기존 시스템의 냉각 팬 전달마력은 5,000rpm에서 46HP로서 상당히 고마력이다. 따라서 냉각 팬 회전을 4,200rpm으로 감소시킬 경우에는 냉각팬

상사법칙에 의하여 27.3HP로 감소되므로 18.7HP를 추가적으로 차량 구동에 사용할 수 있는 것으로 판단된다.

## 6. 결 론

밀폐형 차량 냉각시스템의 열평형 연구를 수행하여 이로 인한 개선방향을 제시하고 이를 입증하기 위한 냉각시험을 실시한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 밀폐형 차량 냉각시스템의 열평형 연구를 수행하기 위해 서는 시스템의 공기저항과 송풍량 및 냉각팬의 회전수의 관계가 가장 중요한 요소인데 이 관계를 실험상태에서 직접 송풍량을 측정하여 열 평형을 이론적으로 분석한 결과는 대기온도 40℃에서 엔진출구 냉각수 온도는 89.4℃로서 냉각시험의 결과인 92.8℃와는 3.4℃의 차이가 있다. 이는 실험 오차에 기인된 것으로 판단되며 본 연구에서 사용한 이론적 분석방법이 실제와 잘 일치하였다.
- 2) 밀폐형 차량 냉각시스템은 대기온도 40℃에서 엔진출구 냉각수온도를 89.4℃이하로 유지가 가능하며 허용한도인 99℃까지는 9.6℃의 여유가 있으므로 냉각팬 회전수를 5,000rpm에서 4,200rpm으로 감소시켜 고주파 소음감소 및 18.7HP의 전달마력 감소가 가능할 것이다.
- 3) 밀폐형 차량 냉각시스템의 소음을 보다 감소시키기 위해서는 시스템의 공기저항을 감소시키기 위한 그릴의 형상변경에 대한 연구가 요구된다.
- 4) 향후 밀폐형 차량의 냉각계통 문제점 발생시 접근 방법의 제시 및 기초자료로서 활용이 가능할 것으로 판단된다.

## 참고 문헌

1. E. C. Chiang, V. J. Ursini and J. H. Johnson, 1982, "Development and Evaluation of a Diesel Powered Truck Cooling System Computer Simulation Program", SAE 821048.
2. E. C. Chiang, V. J. Ursini and J. H. Johnson, 1982, "A Computer Cooling System Study of a Diesel Powered Truck for Control of Transient Coolant, Oil and Cab Temperature", SAE 821049.

3. A. J. Samuel, A. M. Loss and D. M. Latson, 1979, "M113A1/M113A1E1 Improved Cooling System", SAE 790412.
4. R. Knecht, 1972, "The LEOPARD Combat Tank", J. F. Lehmanns Verlag Munich, pp. 37-48.
5. E. J. Rambie, 1975, "Military Vehicle Power Plant Cooling Engineering Handbook", AMCP No. 706-361, June.
6. "Liquid Cooled V-Type, 6-Cylinder, 210HP", Mil-E-62140.
7. "Engine Assembly Critical Item Product Function Specification", SC2A-K36300.
8. "Research, Development, Test and Evaluation of Material for Extreme Climatic Condition", AR 70-38.
9. "Environmental Test Method", Mil-STD-810C.
10. "Armored Vehicle", 1990, KDS-2350-1004-1.
11. J. P. Holman, 1976, "Heat Transfer", pp. 395-415.
12. M. L. James, G. M. Smith and J. C. Wolford, 1977, "Applied Numerical Methods for Digital Computation", pp. 283-316.
13. "Cooling System(Automotive)", TOP 2-2-607.
14. KS R 9229, 2005, "철도차량 방열기계 검사방법".