

## 자동차용 연료전지 냉각계통 열관리 동적 모사

한재영\* · 이강훈\* · 유상석\*\*

\* 충남대학교 기계공학과

### Dynamic Modeling of Cooling System Thermal Management for Automotive PEMFC Application

Jae Young Han\*, Kang Hun Lee\* and Sang Seok Yu\*\*

\* Dept. of Mechanical Engineers, Chungnam Nat'l Univ.

(Received June 8, 2012 ; Revised September 19, 2012 ; Accepted September 20, 2012)

**Key Words:** Proton Exchange Membrane Fuel Cell System(고분자 전해질막 연료전지 시스템), Thermal Management System(열관리 시스템), Fan(팬), Pump(펌프), DC Electric Motor(DC 모터), Radiator(방열기), Feedback Control(피드백 제어)

**초록:** 차량용 연료전지는 내연기관보다 운전 온도가 낮아 냉각수의 온도를 낮게 관리해야 하며, 이러한 냉각수 온도는 대기와의 온도차가 내연기관보다 작아 고성능 방열관 및 열관리계가 요구된다. 이러한 차량용 연료전지 열 관리계는 특히 연료전지 운전 온도 및 스택 내 온도분포를 결정하는 중요한 구성품이다. 본 연구에서는 차량용 연료전지 열 관리계 모델을 Matlab/Simulink® 환경 하에 개발하였으며, 기본 설계에 적용이 가능하도록 방열관 상세 모델을 개발하고 열 관리계는 팬, 모터, 방열관 그리고 냉각수 펌프로 구성하였다. 팬과 펌프는 경험식을 이용해 모델을 개발하였으며 모터 동특성을 고려하였다. 두 구성품은 연료전지의 입구와 출구 온도를 추출해 정해진 지령을 수행하도록 제어 하였다. 본 연구에는 연료전지 차량에 적합한 방열기 설계를 위해 방열기 특성을 확인하고, 이를 연료전지 시스템과 통합 운전하면서, 연료전지 운전제어에 적절한 지 확인하였다.

**Abstract:** The typical operating temperature of an automotive fuel cell is lower than that of an internal combustion engine, which necessitates a refined strategy for thermal management. In particular, the performance of the cooling module has to be higher for a fuel cell system because the temperature difference between the fuel cell and the surrounding is lower than in the case of the internal combustion engine. Even though the cooling system of an automotive fuel cell determines the operating temperature and temperature distribution of the fuel cell, it has attracted little research attention. This study presents the mathematical model of a cooling system for an automotive fuel cell system using Matlab/Simulink®. In particular, a radiator model is developed for design optimization from the development stage to the operating stage for an automotive fuel cell. The cooling system model comprises a fan, pump, and radiator. The pump and fan model have an empirical relation, and the dynamics of the pump and fan are only explained by motor dynamics. The basic design study was conducted, and the geometric setup of the radiator was investigated. When the control logic was applied, the pump senses the coolant inlet temperature and the fan senses the coolant out temperature. Additionally, the cooling module is integrated with the fuel cell system model so that the performance of the cooling module can be investigated under realistic operating conditions.

- 기호설명 -

$T_{e,o}$  : 냉각수 출구 온도(K)  
 $T_{FC}$  : 연료전지 온도(K)  
 $T_{e,i}$  : 냉각수 입구 온도(K)  
 $h$  : 대류열전달계수( $(W/m^2K)$ )

$c_{p,c}$  : 냉각수 비열( $(kJ/kg \cdot K)$ )  
 $A$  : 면적( $cm^2$ )  
 $k$  : 열전도도( $(W/m \cdot K)$ )  
 $D_h$  : 수력학적 지름(m)  
 $V$  : 전압(V)  
 $\Delta p$  : 압력 강하(pa)  
 $\dot{m}$  : 질량 유량( $kg/s$ )  
 $G$  : 질량 속도( $kg/(m^2s)$ )

† Corresponding Author, sangseok@cnu.ac.kr

© 2012 The Korean Society of Mechanical Engineers

$j$	: Colburn $j$ 인자
$f$	: 마찰 인자
$U$	: 총합 열전달 계수 [ $W/(m^2K)$ ]
$\Omega$	: 회전속도( $rpm$ )
$V_a$	: 입력전압( $V$ )
$A_t$	: 튜브 면적( $m^2$ )
$A_f$	: 환 면적( $m^2$ )
$Nu_D$	: Nusselt 수

## 1. 서론

연료전지는 전기화학 반응을 통해서 연료의 화학에너지를 전기에너지로 직접 변환하는 장치로서 그 중 고분자 막 전해질 연료전지(Proton exchange membrane fuel cell, 이하 PEMFC)는 빠른 시동 특성, 고효율, 저공해를 만족하며 차량용으로 연구 개발이 진행 중이다. 이러한 연료전지 시스템은 스택과 공기 공급계, 수소 공급계 그리고 열 및 물 관리계 등으로 구성된다. PEMFC는 막 전해질로의 적절한 수분 공급과 공기극에서의 수분 배출이 매우 중요하며, 이러한 수분 제어를 물관리라 불린다. 특히 차량용에서는 반응수 외에도 외부에서 수분을 공급해 주어야 한다. 또한 전기 화학 반응에 의해 발생된 열을 적절히 관리해야 효율 및 내구성능을 확보할 수 있다.<sup>(1)</sup>

차량용 연료전지 시스템 관점에서는 열 및 물 관리를 위해 가습기와 열관리 계통이 필요하며, 이들의 특성과 연료전지의 운전 특성에 대한 이해가 선행되어야, 적절한 운전이 가능하다.

시스템 수준의 운전 특성을 이해하기 위해 Jay 등은 시스템의 동특성을 이해할 수 있는 스택 및 구성품 모델을 개발하고 공기 공급계(압축기)의 다양한 동적 거동에 따른 시스템 응답 특성을 조사하였으나, 연료전지의 열관리를 위해 필요한 전지 방열 모델은 다루지 않았다.<sup>(2)</sup>

연료전지의 방열 모델은 전기 화학 반응과 관련이 있으며, 전기화학 반응에 의해 예측된 전력을 제외한 에너지가 방열되는 것으로 알려져 있다.<sup>(3)</sup> PEMFC의 전기 화학반응은 Bernardi 등과 Springer 등에 의해 해석 기반 모델링 및 전기화학반응 특성이 보고 되었으며,<sup>(4,5)</sup> Amphlett 등은 연료전지의 비정상 열적 거동을 해석할 수 있는 모델을 제안하였다.<sup>(6)</sup>

연료전지의 방열 기구 해석과 함께 동시에 연

구가 진행되어야 하는 분야가 열관리계통 해석이다. 특히 차량과 같이 비좁은 전면(frontal area)과 엔진룸을 가진 경우, 방열기 설계는 매우 중요하다. 방열기의 경우 특히 기존의 엔진에 관한 열관리 모델에 대한 연구가 다수 존재하는데 Ngy Srun Ap는 열적 거동에 따른 팬의 성능에 대해서 형상, 크기, 여러 요소에 따라서 분석하였다.<sup>(7,8)</sup> Davenport, Webb 등, Sahnoun 등은 루버 환 측의 열유동 성능을 예측하는 연구를 하였으며,<sup>(9-11)</sup> Jung은 수학적 모델링에 따른 열적 유동에 대해서 연구를 수행하였으며,<sup>(12)</sup> 차량용에 적합한 밀집형 열교환기를 수학적으로 설계하여 열적 거동을 분석하였다. 또한, Malapure 등은 루버 환의 설계에 따른 열적 거동을 분석하였다.<sup>(13)</sup>

기존의 내연기관 열관리 계통과 다르게 차량용 연료전지는 작동온도가 낮고 방열 요구량은 내연기관보다 크기 때문에 연료전지 차량에 적합한 고성능 냉각계통의 설계와 적절한 운전로직에 대한 연구가 필요하다. 하지만, 아직 대부분의 차량용 연료전지 관련 연구는 주로 스택에 집중되는 경향이 있다.

본 연구에서는 차량용 연료전지 시스템의 열관리에 필수적인 냉각계통의 특성을 모사할 수 있는 모델을 Matlab/Simulink<sup>®</sup>를 이용하여 개발하고자 한다. 특히 냉각 계통 중 방열기는 주어진 협소한 엔진룸에서 적절한 방열 성능을 보여줘야 하므로 최적설계가 매우 중요하다. 그러므로 방열기 상세 모델을 개발하여, 온도 및 압력에 따른 방열 성능을 확인하고자 하며, 또 냉각용 팬과 펌프 등의 냉각계통과 연료전지 시스템을 통합 운전하며, 냉각계통의 운전 특성이 연료전지 운전 미치는 영향을 확인하고자 한다.

## 2. 시스템 구성 및 모델링

### 2.1 시스템 구성

PEMFC 시스템 구성을 Fig. 1에 나타내었다. 본 연구에서 라디에이터를 중심으로 하는 냉각계통에 대한 특성 및 PEMFC 시스템과 통합 시 운전 특성을 연구하기 위한 모델을 개발하였다.

즉, 연료전지의 전력 생산과 방열을 모사할 수 있는 스택 모델과, 냉각 계통의 각 구성 요소를 모사할 수 있는 모델을 개발하였다. 연료전지 스택 모델은 전기 화학 반응을 모사하는 모델과 습증기 수송 모델(water transport model), 그리고

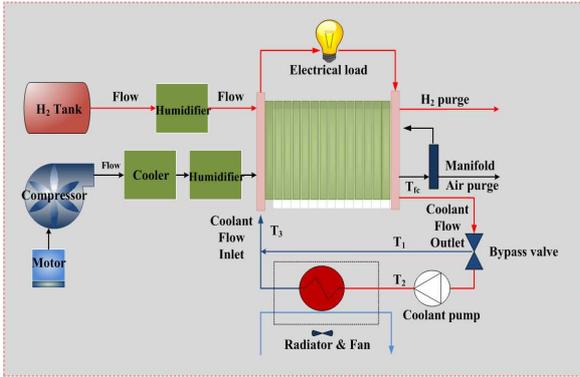


Fig. 1 System Block Diagram

비정상 온도 응답을 모사하는 열전달 모델로 구성되어 있다. 또한 냉각 계통 모델은 차량용 고밀도 열교환기의 열전달 해석 모델과 경험식에 기초한 냉각팬 및 냉각수 펌프 모델, 그리고 동적 거동을 모사하기 위한 모터 모델 등으로 구성되어 있다.

2.2 연료전지 스택 모델

연료전지가 가지는 최대전압을 기전력(EMF)이라 부른다. 또한 화학 평형을 이루게 되면서 발생하는 손실을 고려하면 이를 이론적으로 발생할 수 있는 최대 전압이라고 하며 스택의 실제 전압은 이러한 기전력과 각각의 손실들을 고려하여 정의 할 수 있다. 차량용 연료전지 냉각계통 연구를 위한 전체 시스템 모델은 본 연구실에서 개발된 가정용 연료전지 스택 모델을 차량용에 적합하도록 수정하여 이용하였다.<sup>(14)</sup>

2.3 냉각계통 모델링

가정용 연료전지 시스템과는 다르게 차량용 연료전지 시스템은 적절한 방열 기구를 이용해 전기화학 반응에 의해 발생한 열을 대기 중으로 배출해야 한다. 차량용 연료전지 시스템의 냉각 계통은 Fig. 1에서 찾을 수 있으며, 냉각수의 유량은 펌프에 의해서 조절이 되며 스택에서 발생한 열은 냉각수에 의해 라디에이터로 전달 된 뒤 방열된다.

2.3.1 연료전지에서 냉각수로의 열전달

전기 화학 반응에 의해 발생한 열은 각 단위전지를 통과하는 냉각수로 방출 되므로, 냉각수 출구 온도는 에너지 보존 법칙을 적용하면, 다음과

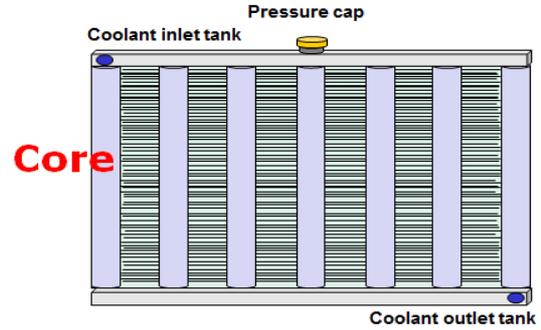


Fig. 2 Structure of Louvered fin heat exchanger

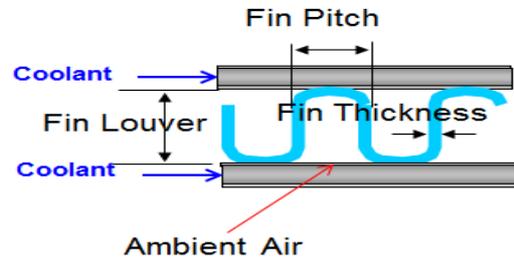


Fig. 3 Geometry of a typical fin surface

같이 계산되어진다.<sup>(15)</sup>

$$T_{c,o} = T_{FC} + (T_{c,i} - T_{FC}) \exp\left(-\frac{hA_c}{\sum mC_{p,c}}\right) \tag{1}$$

$$Q_c = \dot{m}_c \bar{c}_{p,c} (T_{c,o} - T_{c,in}) \tag{2}$$

2.3.2 라디에이터

루버 흰 열교환기는 주로 차량용 라디에이터에 널리 사용되고 있으며, Fig. 2에서 보는 바와 같이 각 컬럼 사이에 흰이 설치되어 있다. 본 연구에서는 이러한 특성을 지닌 루버 흰 열교환기에 대한 설계가 가능 하도록 모델을 개발하였다.

라디에이터의 방열량을 결정하기 위해서는 공기측과 냉각수측의 열전달량을 계산하여야 한다. 열전달량 계산을 위한 기하학적 형상 및 주요 인자는 Table 1의 데이터를 이용하였다. Fig. 2는 라디에이터의 형상을 나타내고 있으며, Fig. 3에는 면적 결정에 필요한 세부적인 정보를 보여주고 있다.

열전달량은 총합 열전달 계수  $U$ 와 전열 면적, 그리고 양단의 온도차에 의해 결정할 수 있으므로:

$$q = UA_t (T_c - T_a) \tag{3}$$

Table 1 Radiator specifications

Parameter		Dimension(m)
Core	Width( $W_c$ )	0.635
	Height( $H_c$ )	0.382
Louver	Pitch( $P_l$ )	0.00114
	Height( $H_l$ )	0.000315
	Length( $L_l$ )	0.00674
	Angle( $\theta$ )	28 deg.
Fin	Pitch( $P_f$ )	0.0025
	Length( $L_f$ )	0.00859
	Depth( $D_f$ )	0.0233
	Thickness( $t_f$ )	0.0001
Tube	Height( $H_t$ )	0.0025
	Depth( $D_t$ )	0.02158
	Thickness( $t_t$ )	0.00032

총합 열전달 계수는 아래와 같이 정의 하였다.

$$U = \left( \frac{1}{h_c} + \frac{t_t}{k_t} + \frac{A_t}{\eta_o h_a A_o} \right)^{-1} \quad (4)$$

총합 열전달 계수를 결정하기 위해서는 대류 열전달 계수  $h_a$  와  $h_c$ , 그리고 환의 전체 표면적 효율  $\eta_o$  를 결정 해야 한다. 환의 열성능을 측정하는 방법 중의 하나인 환 효율(fin efficiency)은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\eta_f = \frac{\tanh(ml)}{ml} \quad (5)$$

$$\text{여기서, } m = \sqrt{\frac{2h_a}{k_f t_f}}, \quad Ml_f = Mb/2$$

단일 환의 성능을 규정하는 환효율  $\eta_f$ 에 반해서 총합 표면효율(overall surface efficiency)  $\eta_o$ 는 환의 배열과 환이 부착되어 있는 바탕 표면의 특성을 나타낸다. 따라서 아래와 같이 표현할 수 있다.

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_o}(1 - \eta_f) \quad (6)$$

연료전지 후단에서 나오는 고온의 냉각수는 방열을 위하여 라디에이터로 유입된다. 냉각수의 열전달 계수  $h_c$ 는 증류와 난류에서 각각 다르게

계산되며, 난류 운전시는 Gnielinski 상관식을 사용하여 열전달 계수를 결정하였다.<sup>(16)</sup>

$$Nu_D = \frac{h_c D_h}{k_c} = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (7)$$

식 (7)에서의  $f$ 는 유체 점성에 의한 마찰인자이며, 다음과 같이 압력 관계식으로 정의 된다.<sup>(17)</sup>

$$f = \frac{-(dp/dx)D}{\rho u_m^2/2} \quad (8)$$

그리고 Petukhov는 비교적 넓은 범위의 Reynolds 수를 포괄하는 단일 상관식을 개발하였으며 본 연구에서는 아래의 상관식을 사용하여 마찰인자를 결정하였다.<sup>(16)</sup>

$$f = (0.790 \ln Re_D - 1.64)^{-2} \quad (3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6) \quad (9)$$

공기측의 대류 열전달 계수는 Chang and Wang에 의해 제안된 경험식에 의해서 계산된다. 열전달 계수는 Colburn  $j$  인자와 Reynolds 수의 향으로 표현되며 다음과 같다.<sup>(17)</sup>

$$j = Re_{pt}^{-0.49} \left( \frac{\theta}{90} \right)^{0.27} \left( \frac{P_f}{P_l} \right)^{-0.14} \left( \frac{L_f}{P_l} \right)^{0.29} \left( \frac{D_t}{P_l} \right)^{-0.23} \left( \frac{L_l}{P_l} \right)^{0.68} \left( \frac{P_t}{P_l} \right)^{-0.28} \left( \frac{t_f}{P_l} \right)^{-0.05} \quad (10)$$

대류 열전달 계수는  $j$  인자와 상관된 식으로 구할 수 있으며 다음과 같이 표현된다.

$$h_a = j \frac{Gc_p}{Pr^{2/3}} \quad (11)$$

냉각팬에서 나오는 유량은  $\Delta P$ - $Q$  성능 곡선에 의해서 표현이 되며, 본 연구에서는 냉각팬의 유량을 결정하기 위해 아래의 실험결과를 이용한 경험식을 사용하였다.<sup>(18)</sup>

$$\Delta p = a_1 Q^2 + a_2 Q \left( \frac{N}{2100} \right) + a_3 \left( \frac{N}{2100} \right)^2 \quad (pa) \quad (12)$$

$Q$  (lpm)는 유량이고,  $N$ 은 팬의 회전수(rpm)이며  $a_1 = -8.02 \times 10^{-6}$ ,  $a_2 = -0.005231$ ,  $a_3 = 327.8$  로서 각각 상수이다. 라디에이터에 유입되는 공기의 유량은 압력 손실과 팬의 회전수를 알면 결정할 수 있다. 외기에서 차량으로 공기가 유입될 때 차량의 그릴, 에어컨 컨덴서, 라디에이터의 순

으로 압력강하가 발생되며 차량의 이동시에는 그릴을 통해 공기가 승압된다. 이러한 압력 손실 및 승압을 고려하여서 모델을 개발하였다.

냉각수 펌프는 DC 모터 의해서 제어가 된다. 팬과 유사하게 냉각수 펌프의 성능은  $\Delta P-Q$  성능 곡선을 이용하여서 모델링 하였으며, 압력 강하는 연료전지의 내부에서의 압력강하와 라디에이터 에서의 압력강하를 고려하여 계산하였다.<sup>(17)</sup>

$$\Delta p_{pump} = 99.74 \left( \frac{N}{3500} \right)^2 - 0.0002983 Q^2 \quad (kpa) \quad (13)$$

Fig. 4에 보여 지는 모터는 팬과 펌프에 회전 운동을 제공하는 구동기로 냉각계통 모델에서 펌프와 팬의 유량을 제어하는데 사용하였으며 필요한 열교환량을 제어하는데 중요한 역할을 한다.<sup>(19)</sup>

$$\frac{\Theta_m(s)}{V_a(s)} = \frac{K_t}{s[(J_m s + b)(L_a s + R_a) + K_t K_e]} \quad (14)$$

인덕턴스의 상대적인 효과를 무시하고 마찰과 역기전력이 같은 효과를 가진다고 가정하면 식 (14)은 다음과 같다.

$$\frac{\Omega(s)}{V_a(s)} = S \frac{\Theta_m(s)}{V_a(s)} = \frac{k}{\pi s + 1} \quad (15)$$

### 3. 결 과

#### 3.1 라디에이터 설계 인자별 특성 평가

연료전지 차량의 라디에이터 방열 성능은 설계 인자의 특성에 따라 결정되기 때문에 설계변수를 고려하여 연료전지 차량에 적합한 최적의 라디에이터를 설계할 필요가 있다. 따라서 본 연구에서는 라디에이터의 설계변수에 따른 방열성능을 보

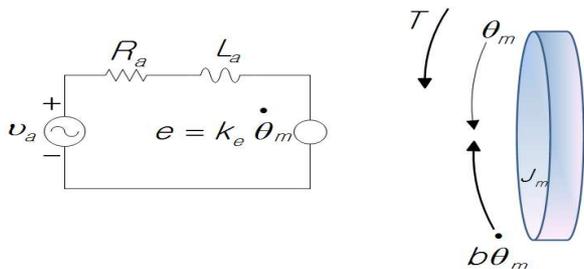


Fig. 4 Electric Circuit of the armature(L) and free-body Diagram of the Rotor(R)

고자 설계 인자 별 특성을 평가 하였다. 방열 성능에 직접 적으로 영향을 주는 설계 인자로는 유입 공기의 유속, 라디에이터 앞 면적, 코어의 두께, 높이, 루버 각 등이 있으며, 본 연구에서 개발된 모델은 상기 인자의 변화에 대한 영향을 평가 할 수 있다.

통상 차량 운행 속도를 일정하게 하면, 라디에이터 그릴을 통과하는 유량은 고정되게 되며, 이러한 조건에서 라디에이터 앞 면적에 대한 공기의 유입속도를 확인해 보면 Fig. 5와 같다. 즉, 라디에이터 앞 면적에 대한 팬의 공기속도로써 라디에이터 앞 면적이 증가할수록 팬의 공기속도가 감소하는 것을 알 수 있다. 이러한 공기 속도는 앞 면적이 작은 영역에서는 연속식에 의해서 면적에 반비례하기 때문에 급격히 감소하지만, 앞 면적이 증가하면서 서서히 감소하는 것을 알 수 있다.

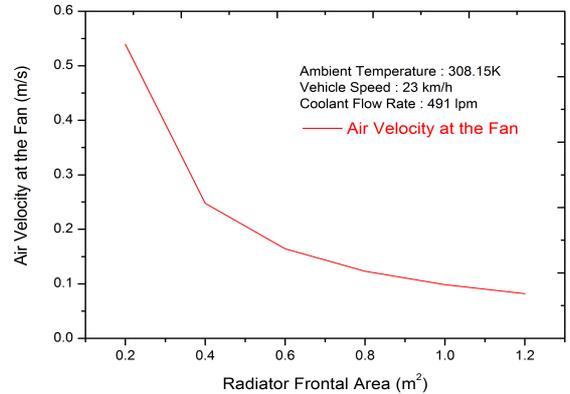


Fig. 5 Variation of air velocity at the radiator inlet in terms of frontal area

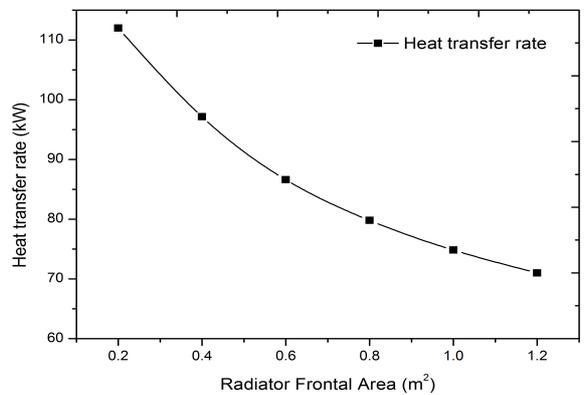


Fig. 6 Performance of heat rejection via radiator in terms of frontal area

차량 전면부 그릴로부터 유입되는 유량을 고정하고 라디에이터 단위 면적 증가에 따른 방열량의 변화를 Fig. 6에 표시하였다. 앞 면적 증가에 따라 전열 면적이 증가하게 되므로 공기의 유량은 일정한데 반해 유입되는 면적이 증가하면서 Colburn  $j$  인자가 감소하여 공기측의 열전달률이 감소하는 것을 볼 수 있다. 또한, 공기 속도 구배 변화의 영향으로 앞면적 변화에 대한 열전달률의 감소 기울기는  $0.2\sim 0.4\text{ m}^2$ 에서 가장 크며, 면적 변화 대비 열전달률이 약  $30\text{ kW}$  정도가 감소하는 것을 확인할 수 있다.

냉각수 저장조 역할을 하는 코어의 높이를 변화시키게 되면, 튜브의 전열면적을 증가시키는 효과가 있고, 코어의 너비를 증가시키면 추가적인 튜브의 설치가 가능해져, 역시 전열면적이 증가하게 된다. Fig. 7은 라디에이터 코어의 높이를 변화시켰을 때와 너비를 변화 시켰을 경우의 열전달률을 각각 나타낸 것으로 이 때 냉각수와 공기의 유량은 일정하게 유입시켰다. 전열면적 100%

를 앞 면적  $0.24\text{ m}^2$ 라고 했을 때, 면적 변화는 코어의 폭 또는 넓이만 변경시키는 방식으로 단위 전열면적을 바꾼 것을 의미한다. 앞 면적 크기가 기준 면적의 50%일 때, 코어 높이를 변화시킨 경우보다 폭을 변화시킨 경우가 최대 약 10% 크게 나타나는 것을 볼 수 있다. 코어의 높이에 비해 폭이 변화될 때 열전달에 더 민감한 것을 알 수 있다. 이는 너비방향으로 라디에이터를 증가 시키면 냉각수가 통과하는 튜브의 갯수가 증가하여 동일 유량 대비 전열면적 증가가 크기 때문인 것으로 판단된다.

루버 환은 난류 유동을 촉진시키고 환 표면의 전열면적을 증가시키기 때문에, 특히 차량용 방열기에 이용되고 있다. Fig. 8은 루버 환의 각도를  $16^\circ$ 에서  $32^\circ$ 까지 변화시킬 때 열전달량의 변화를 나타낸 것이다. 루버 환 각도가 증가하는 열전달 계수 산정을 위한 Colburn  $j$ 를 이용해 표현할 수 있으며,<sup>(12)</sup> 결국 공기측 대류 열전달 계수가 루버 환 증가에 따라 증가하게 된다. 그림에서 보여 지듯이 루버 환

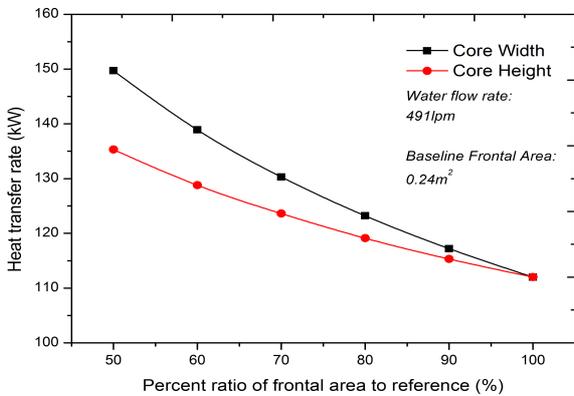


Fig. 7 Core geometry effects on the performance of heat transfer rate

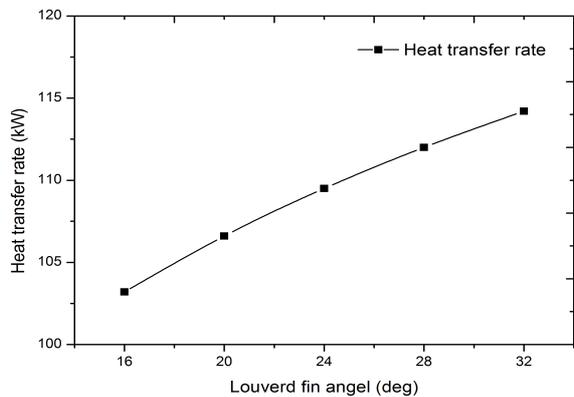
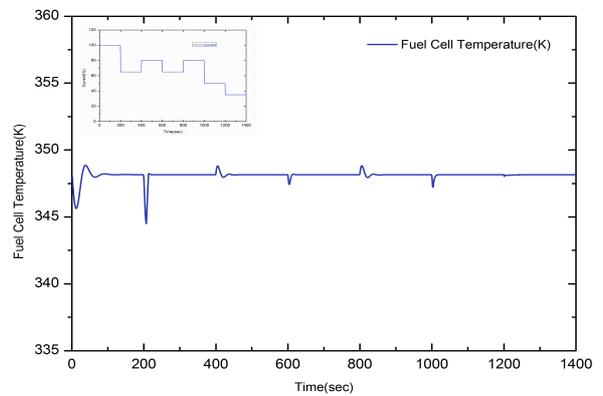
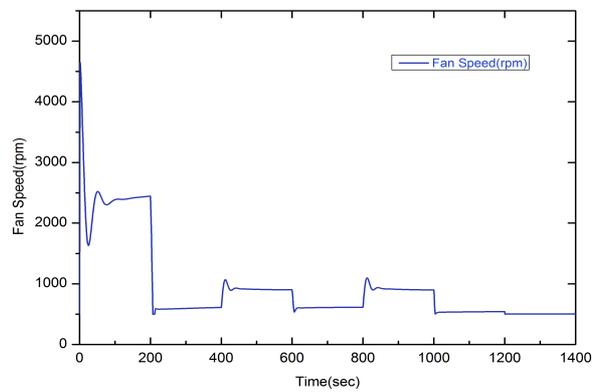


Fig. 8 Effect of Louver fin angle on the performance of heat transfer rate



(a)



(b)

Fig. 9 Controlled fan speeds and the response of the fuel cell temperatures

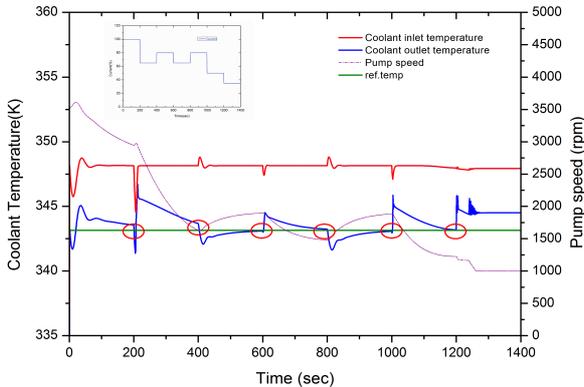


Fig. 10 Coolant temperature and pump speed

의 각도를 16° 에서 32° 까지 증가시킬 때 방열량은 12%까지 증가하는 경향을 보여준다.

본 연구에서는 이상의 기하학적 형상에 따른 방열 특성을 고려하여 라디에이터 설계를 수행하고, 이를 바탕으로 이온 교환막 연료전지 시스템 운전 시 성능 평가를 수행하였다.

3.2 연료전지 작동온도와 팬 속도

통상 이온교환막 연료전지 스택의 온도는 353.15K 이하에서 작동해야 내구성을 보장받는다. 하지만 차량용은 부하변동이 심하기 때문에 본 연구에서는 5 K의 여유를 고려하여 348.15K 으로 작동온도를 결정하였다. 또 상기에서 언급된 라디에이터의 설계조건에 따라 모델을 개발하였으며 냉각 계통 운전시 필요한 팬과 펌프를 통합하여 냉각 계통의 운전 특성을 확인하였다. Fig. 9는 본 연구에서 개발한 냉각계통을 적용하였을 경우 연료전지의 작동 온도(a)와 그에 따른 팬의 속도(b)를 나타내는 것이다.

냉각 팬은 스택 온도를 피드백 제어하고 있으며, 라디에이터 용량이 적절히 산정되었기 때문에 Fig. 9(a)에서는 스택 온도가 348.15K로 적절히 유지되는 것을 볼 수 있다. 반면, Fig. 9(b)의 라디에이터 팬 속도는 부하변화에 따른 방열량 요구치가 반영되어, 냉각 팬 속도가 부하 변화 곡선과 일치하는 변화를 보여주고 있다.

Fig. 10은 팬의 속도에 따른 라디에이터를 통과한 냉각수의 온도, 즉 연료전지로 들어가는 입구의 온도와 라디에이터에 유입되는 냉각수 온도 그에 따른 펌프의 속도를 나타낸 것이다. 부하가 변화하면서 설계온도인 343.15K 에 점진적으로 펌프에 의해서 냉각이 이루어지는 것을 확인할

수 있다. 또한 라디에이터에 의해서 입구의 온도가 냉각이 되어 출구의 온도가 약 5K 정도 낮아지는 것을 확인할 수 있다.

4. 결론

본 연구에서는 차량용 연료전지 시스템의 열관리 특성을 분석 할 수 있는 냉각 계통 모델을 개발하였으며, 특히 라디에이터의 설계에 사용할 수 있는 모델을 개발하여 설계 변수에 따른 특성을 보고자 하였다.

(1) 라디에이터 앞면적에 따른 방열량은 좁은 엔진룸을 고려할 때 가장 중요한 설계인자이며, 상대적으로 적은 앞면적인 0.2~0.4(m<sup>2</sup>)에서 방열 성능이 매우 우수한 것을 알 수 있으며, 이러한 방열 성능은 유입 공기와 냉각수의 유량이 고정될 때, 라디에이터 면적을 증가시킴에 따라 감소하는 것을 볼 수 있다.

(2) 라디에이터 코어의 폭 변화가 높이 변화의 경우보다 방열량이 약 10 % 증가하는 것을 볼 수 있었으며, 이는 코어 폭을 변화시키는 것이 높이를 변화시키는 것보다 전열 면적 개선에 유리하다는 것을 말해준다.

(3) 방열 성능 개선을 위한 루버환의 설치 및 각도 변화에 따른 열전달 성능 평가에서는 각도 변화에 따라 최대 12 %까지 방열량이 증가하였다.

(4) 냉각계통 모델을 이용해 연료전지 스택의 부하 변화에 따른 온도 응답 특성을 확인 한 결과, 설계된 라디에이터는 충분한 방열량을 가지고 온도를 제어하는 것을 확인하였으며, 본 연구에서 개발된 냉각계통 모델은 연료전지 시스템 부하 운전시 따른 냉각계통 운전 변수의 변화를 적절히 보여주고 있다.

후 기

이 논문은 2011년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 기초연구사업과(2011-0026580) 지역혁신인력양성사업의(201206A0106312010100) 지원을 받아 수행된 것임.

참고문헌

(1) Yu, S. and Jung, D., 2010, "A Study of Operation Strategy of Cooling Module with Dynamic Fuel Cell System Model for Transportation Application,"

- Renewable Energy*, Vol. 35, pp. 2525~2532.
- (2) Pukrushpan, J., Stefanopoulou, A. G. and Peng, H., 2004, *Control of Fuel Cell Power Systems*, Springer, London, First Edition, pp. 15~20.
- (3) Larminie, J., 2002, *Fuel Cell System Explained*, Wiley, pp. 131~190.
- (4) Bernardi, D. M. and Verbrugge, M. W., 1991, "Mathematical Model of a Gas Diffusion Electrode Bonded to a Polymer Electrolyte," *AIChE Journal*, Vol. 37, No. 8, pp. 1151~1163.
- (5) Springer, T. E., Zawodzinski, T. A. and Gottesfeld, S., 1991, "Polymer Electrolyte Fuel Cell Model," *J. of Electrochemical Society*, Vol. 138, No. 8, pp. 2334~2342.
- (6) Amphlett, J., Baumert, R., Mann, R., Peppley, B. and Roberge, P., 1995, "Performance modeling of the Ballard Mark IV Solid Polymer Electrolyte Fuel Cell," *Journal of Electrochemical Society*, Vol. 142, Issue. 1, pp. 1~8.
- (7) AP, N.S., 1999, "A Simple Engine Cooling System Simulation Model." *SAE International. Technical paper*, SAE 1999-01-0237.
- (8) AP, N.S., Guerrero, P. and Jouanny, P., 2002, "Influence of Front End Vehicle, Fan and Shroud on the Heat Performance of A/C Condenser and Cooling Radiator," *SAE International Technical Paper*, SAE 2002-01-1206.
- (9) Davenport, C. J., 1983, "Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Louvered Heat Exchanger Surfaces in Heat Exchangers," *Theory and Practice*, pp. 387~412.
- (10) Webb, R. L. and Trauger, P., 1991, "Flow Structure in the Louvered Fin Heat Exchanger Geometry," *Exp. Thermal and Fluid Sci.*, Vol. 4, pp. 205~217.
- (11) Sahnoun, A. and Webb, R. L., 1992, "Prediction of Heat Transfer and Friction For Louver Fin Geometry," *L. of Heat Transfer*, Vol. 114, pp. 893~899.
- (12) Jung, D. and Assanis, D. N., 2006, "Numerical Modeling of Cross Flow Compact Heat Exchanger with Louvered Fins using Thermal Resistance Concept," *SAE International Technical paper*, SAE 2006-01-0726.
- (13) Malapure, V.P., Mitra, S.K and Bhattacharya, A., 2007, "Numerical investigation of fluid flow and heat transfer over louvered fins in compact heat exchanger," *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 46, pp.199~211.
- (14) Yu, S., Lee, Y. and Ahn, K., 2010, "A System Simulation Model of Proton Exchange Membrane Fuel Cell Residential Power Generation for Thermal Management Study," *Trans. of the KSME*, Section B, Vol. 34, No.1, pp. 19~26.
- (15) Mills, A. F., 2003, *Basic heat and mass transfer*, Pearson, pp. 131~190.
- (16) Incropera, F.P., Dewitt, D.P., Bergman, T.L. and Lavine, A.S., 1996, *Fundamental of Heat Transfer*, Incropera, pp. 420~450.
- (17) Chang, Y. and Wang, C., 1997, "A Generalized Heat transfer Correlation for Louver Fin Geometry," *int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 40, No. 3, pp.533~544.
- (18) Yu, S., 2006, "Thermal modeling of the proton exchange membrane fuel cell," ph.D. Dissertation, University of Michigan.
- (19) Franklin, G.F., Powell, J.D. and Emami-Naeini, A., 2010, *Feedback Control of Dynamic Systems*, Pearson, pp. 65~68.