

연료전지용 판형 막 가습기의 유동방향에 따른 열 및 물질전달 특성에 관한 해석적 연구

윤성호* · 변재기* · 최영돈**

* 고려대학교 기계공학부

Numerical Study of Characteristic of Heat and Mass Transfer in Planar Membrane Humidifier According to Flow Direction

Sungho Yun*, Jae Ki Byun* and Young Don Choi**

* Dept. of Mechanical Engineering, Korea Univ.

(Received December 5, 2012 ; Revised February 14, 2013 ; Accepted February 19, 2013)

Key Words: Fuel Cell(연료전지), Membrane Humidifier(막 가습기), Heat Transfer(열전달), NTU(전달단위수), Mass Transfer(물질전달), Effectiveness(유효도)

초록: 연료전지 시스템에서 공급기체 가습은 연료전지 성능효율과 전해질막 수명 향상 측면에서 중요하다. 판형 막 가습기는 일반적으로 유동 방향에 따라 직교류와 대향류로 구분되고 판과 막 사이에서 고온 다습한 공기와 저온 건조한 공기의 열 및 물질전달이 이루어진다. 본 연구에서는 현열 및 잠열 $\varepsilon-NTU$ 법을 이용하여 입구 온도와 유량 변화에 따른 열 및 물질전달 성능 변화를 유동 방향에 따라 비교하였다. 이를 통하여 저유량 일 때 대향류는 직교류 보다 열 및 물질전달 성능이 높은 것을 알 수 있었고 유량이 증가함에 따라 성능 차이가 감소되는 것을 확인할 수 있었다. 그리고 입구온도가 증가함에 따라 열전달 성능 변화는 작은 반면 물질전달 성능 변화는 비선형으로 크게 감소되는 결과를 얻었다.

Abstract: The humidifying supply gas is important in terms of the performance efficiency and membrane life improvement of a PEM fuel cell. A planar membrane humidifier is classified as a cross-flow and counter-flow type depending on the flow direction, and heat and mass transfer occur between the plate and the membrane. In this study, the changes in heat and mass transfer for various inlet temperatures and flow rates are compared according to the flow direction by using the sensible and latent $\varepsilon-NTU$ method. The obtained results indicate that the counter flow shows higher heat and mass transfer performance than the cross flow at a low flow rate, and the difference in performance decreases as the flow rate increases. Furthermore, changes in the mass transfer performance decrease considerably with a nonlinear increase in the inlet temperature, and variations of the heat transfer performance are small.

- 기호설명 -

A : 면적(m^2)

L : 길이(m)

c_p : 비열($J/kg \cdot k$)

NTU : 전달단위수

C : 열용량률($J/s \cdot k$)

\dot{m} : 질량유량(kg/s)

h : 대류열전달계수($W/m^2 \cdot k$)

h_m : 대류물질전달계수($kg/m^2 \cdot s$)

U : 총열관류계수($W/m^2 \cdot k$)

U_L : 총물질관류계수($kg/m^2 \cdot s$)

D_{wm} : 수분 확산계수($kg/m \cdot s$)

γ_m : 막 수분확산저항계수($m^2 \cdot s/kg$)

θ : 막 수분흡수량(kg moisture/ kg material)

ω : 절대습도(kg moisture/ kg air)

ϕ : 상대습도(%)

ε_S : 현열 유효도

ε_L : 잠열 유효도

† Corresponding Author, ydchoi@korea.ac.kr

© 2013 The Korean Society of Mechanical Engineers

하첨자

w : 습공기

d	: 건공기
i	: 입구
o	: 출구
p	: 플레이트(plate)
m	: 막(membrane)
S	: 현열(sensible heat)
L	: 잠열(latent heat)

1. 서론

고분자 전해질 연료전지는 수소이온교환 특성을 갖는 고분자막 전해질을 사용함으로써 전기화학 반응을 통하여 전류를 생성한다. 연료전지의 성능효율 향상을 위해서는 급변하는 사용 환경에서 전해질막에 적절한 온도와 수분을 유지시켜주어야 한다. 이에 가습기를 이용한 공급가스의 온도 및 습도 제어기술은 연료전지 시스템에 있어서 필수적인 요소이다.^(1,2)

공급가스의 가습을 위해서는 크게 내부 가습과 외부 가습 방법이 있다. 내부 가습은 연료전지 스택의 일부를 가습층으로 사용하고, 냉각수를 이용하여 수분을 공급하는 방법으로 가습 성능 측면에서는 불리하지만, 일체형으로 제작이 가능하다는 장점이 있다. 그러나 외부 가습은 별도의 가습 장치를 통해 수분을 공급하는 방법으로 액적 분무 방식, 엔탈피 휠 방식, 버블링 방식 그리고 친수성 투과막을 이용한 막 가습 방식을 사용한다.^(3,4) 하지만 기존 가습기 관련 연구들은 장치가 복잡하고 시스템 설치가 어려워 최근에 이러한 단점을 보완하기 위한 막 가습기에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다.

막 가습기는 형상에 따라 원통형 막 가습기와 판형 막 가습기로 구분될 수 있다. 원통형 막 가습기는 Nafion 막을 이용해 Gas to Gas 방식 또는 Liquid to Gas 방식으로 시스템 내부에서 이루어지는 열 및 물질전달 특성에 관한 많은 연구가 이루어졌다.⁽⁵⁻⁹⁾ 또한 가습 장치 효율을 높이기 위해 막 가습기와 공기극 재순환 장치를 함께 사용한 연구도 진행되었다.⁽¹⁰⁾

이러한 연구에도 불구하고 원통형 막 가습기는 내부에 수백 개 막을 설치해야하기 때문에 대량 생산이 어렵고 가습기 부피가 크기 때문에 이를 보완하기 위한 판형 막 가습기에 관한 연구가 진행되고 있다. Hwang 등⁽¹¹⁾은 실험을 통해 실제

연료전지 시스템을 구축하여 판형 막 가습기의 유량 및 입구 조건 변화에 따른 성능 특성에 관한 연구를 수행하였다. 그리고 Yu 등⁽¹²⁾은 판형 막 가습기 내부를 에너지 및 질량 보존 방정식을 이용하여 열 및 물질전달을 해석 하였고 Kadylak 등^(13,14)은 ε -NTU 법을 이용하여 열 및 물질전달 성능 특성을 해석 하였고 이를 실험을 통해 검증하였다. 그러나 기존 연구들은 대부분 유동 흐름이 직교류로 한정 되어 있고 열전달 성능이 뛰어난 대향류와 직교류를 함께 고려하여 해석한 판형 막 가습기 성능에 대한 연구를 찾아 볼 수 없다.

따라서, 본 연구에서는 판형 막 가습기의 입구 유량 증가에 따른 직교류와 대향류를 함께 고려한 열 및 물질전달 성능 변화에 대한 해석을 수행하였고, 입구 온도변화에 따른 열전달 성능과 물질전달 성능 변화를 비교하였다. 전산해석 모델은 열 및 물질전달을 동시에 해석할 수 있는 현열 및 잠열 ε -NTU 법을 이용하여 연구를 수행하였다.

2. 막 가습기 해석 모델

2.1 현열 유용도

판형 막 가습기는 열 및 물질교환기로 투수성이 우수하고 동시에 가습 침투를 막는 고분자 분리막을 건공기와 습공기 사이에 설치하여, 수분이 습공기로부터 건공기 쪽으로 전달되도록 하는 가습장치이다. 판형 가습기는 고온 다습한 공기를 판형구조의 막 외부에 흐르게 하여 블로워로부터 공급되는 저온 건조한 공기로 수분을 전달한다.

Fig. 1은 연료전지 시스템과 판형가습기에 대한 개략도를 나타낸다. 막 가습기로 공급되는 저온

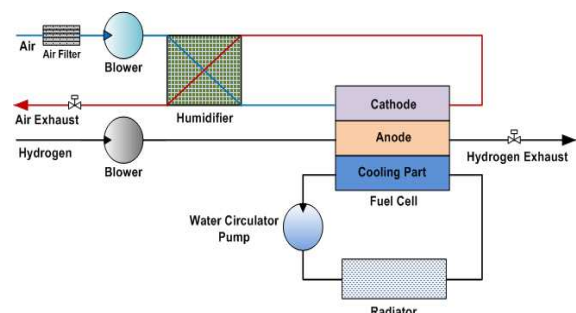


Fig. 1 Schematic of PEMFC system and humidifier

건조한 공기와 연료전지로부터 배출되는 고온 다습한 공기의 온도, 습도, 압력에 대한 입구 조건으로 ϵ -NTU 법을 이용하여 양단 출구에서의 변수를 유도할 수 있다. ϵ -NTU 법은 크게 열전달 성능에 대한 현열 유용도와 물질전달 성능에 대한 잠열 유용도로 구분될 수 있다. 현열 유용도는 다음과 같이 정의된다.

대기에서 막 가습기 입구로 공급되는 유량 대비 연료전지에서 가습기로 유입되는 유량 감소율을 10%로 가정하면

$$C_{min} = (\dot{m}c_p)_w, C_{max} = (\dot{m}c_p)_d \quad (1)$$

이다. 그러므로 ϵ_S 정의에 의하여

$$\epsilon_S = \frac{(\dot{m}c_p)_d(T_{do} - T_{di})}{(\dot{m}c_p)_w(T_{wi} - T_{di})} \quad (2)$$

이고 여기서,

$$c_p = c_{p,air} + wc_{p,vapor} \quad (3)$$

이다. NTU_S (Sensible Number of Transfer Unit)는

$$NTU_S = \left(\frac{AU_S}{\dot{m}c_p} \right)_{min} \quad (4)$$

으로 정의된다.

따라서 ϵ -NTU 관계식 유도를 통하여 직교류 경우

$$\epsilon_{S,Cross} = 1 - \exp \left[\frac{\exp(-NTU_S^{0.78} R_c) - 1}{NTU_S^{0.78} R_c} \right] \quad (5)$$

대향류 경우

$$\epsilon_{S,Counter} = \frac{1 - \exp[-NTU_S(1 - R_C)]}{1 - R_C \exp[-NTU_S(1 - R_C)]} \quad (6)$$

이고, 여기서 $R_C = \frac{C_{min}}{C_{max}}$ 이다.⁽¹⁵⁾

U 는 총열관류계수(Overall heat transfer coefficient)로 관의 불결계수(Fouling factor)에 의한 열저항을 무시하면 다음과 같다.

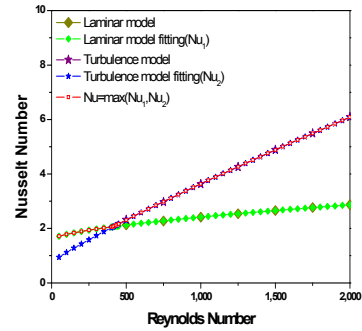


Fig. 2 Result of Nusselt number according to increasing Reynolds number in laminar and turbulent model

$$U = \frac{1}{\left[\frac{1}{h_w} + \left(\frac{L_p}{k_p} \right) + \left(\frac{L_m}{k_m} \right) + \frac{1}{h_d} \right]} \quad (7)$$

관 내부 열전달 계수는 입구 구경에 대한 관 길이가 충분히 길기 때문에 입구효과는 무시하였다. 유로 내부의 유동이 공급량에 따라 층류와 난류영역이 되므로 h (Convective heat transfer coefficient)을 유도하기 위해 층류와 난류 유동에 관한 전산해석을 수행하였다.

Fig. 2는 전산 해석 프로그램 Fluent Ver. 13.0을 이용하여 유로의 높이와 넓이 비율이 5.58일 때 층류 모델과 난류 모델을 이용해서 Reynolds 수의 변화에 따른 Nusselt 수를 계산하였다. 일반적으로 원형 관내 완전 발달한 난류유동의 Nusselt 수는 Reynolds 수와 Prandtl 수로 정리된 Dittus-Boelter 식으로 나타난다.⁽¹⁵⁾ 따라서, 본 연구에서 사용된 직사각형 유로의 Nusselt 수를 Dittus-Boelter 식과 같이 Reynolds 수와 Prandtl 수로 표현된 상관식으로 나타내면 식 (8)과 식 (9)와 같다. 완전발달된 층류 모델일 때

$$Nu_1 = a + b Re^c Pr^d \quad (8)$$

이고 $a = 0.740$, $b = 0.007$, $c = 0.886$, $d = 0.4$ 이다. 난류모델은 $k-\epsilon$ Standard 모델에서 Near wall treatment option을 이용하여 벽면 효과를 고려하여 해석할 때

$$Nu_2 = a + b Re^c Pr^d \quad (9)$$

이며 $a = 17.694$, $b = 0.174$, $c = 0.886$, $d = 0.4$ 이다. 최종적으로 Nusselt 수는 Reynolds 수 영역

에 따라 최대값은 식 (10)과 같다.

$$Nu = \max(Nu_1, Nu_2) \quad (10)$$

여기서, 층류에서 난류 영역 모델로 넘어가는 Reynolds 수는 약 420이다. 그리고 전산해석에 이용한 판은 두께 1.0 mm, 열전도율 100 w/m·k이며 막은 두께 27.0 μm, 열전도율 0.2 w/m·k 이다.

2.2 잠열 유용도

잠열 유용도 ε_L 는 다음과 같이 정의된다. 앞서서와 같이 습공기 유량 감소율을 10%로 가정하면 $R_L = \dot{m}_w / \dot{m}_d = 0.9$ 이고 $\dot{m}_w < \dot{m}_d$ 이므로

$$\varepsilon_L = \frac{(\dot{m})_d(w_{do} - w_{di})}{(\dot{m})_w(w_{wi} - w_{di})} \quad (11)$$

이다. 그리고 NTU_L (Latent Number of Transfer Unit)는

$$NTU_L = \frac{AU_L}{(\dot{m})_w} \quad (12)$$

으로 정의 된다. $\varepsilon_L - NTU_L$ 관계식의 유도를 통하여 직교류 경우

$$\varepsilon_{L, Cross} = 1 - \exp\left[\frac{\exp(-NTU_L^{0.78}R_L) - 1}{NTU_L^{0.78}R_L}\right] \quad (13)$$

대향류 경우

$$\varepsilon_{L, Counter} = \frac{1 - \exp[-NTU_L(1 - R_L)]}{1 - R_L \exp[-NTU_L(1 - R_L)]} \quad (14)$$

으로 정의된다.^(16,17)

U_L 는 총 물질 관류계수(Overall mass transfer coefficient)로 다음과 같다.

$$U_L = \frac{1}{[(1/h_{m,w}) + \gamma_m + (1/h_{m,d})]} \quad (15)$$

여기서 γ_m 은 막 수분 확산계수(The moisture diffusive resistance in membrane)으로서 온도, 습도, 압력에 영향을 받는다.

γ_m 을 유도하기 위하여 막에서의 수분 전달량 방정식을 나타내면

$$\dot{m}_w = D_{wm} \frac{\theta_{m,w} - \theta_{m,d}}{\delta} \quad (16)$$

이다. 여기서, θ 는 막 수분 흡수량(Moisture uptake in membrane), D_{wm} 는 수분 확산계수(Water diffusivity) 그리고 δ 는 막 두께이다.⁽¹⁸⁾ 또한 θ 는 일반적인 흡수 그래프로 나타낼 수 있고 다음과 같다.⁽¹⁹⁾

$$\theta = \frac{\theta_{\max}}{1 - C + C/\phi} \quad (17)$$

여기서, θ_{\max} 는 막에서 최대 수분 흡수량(The maximum moisture content of the membrane material)이고 C 는 흡수 그래프의 기울기를 나타내는 계수이다. 그리고 막에서 수분 질량유량은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{m}_w = h_{m,w}(\omega_w - \omega_{mw}) = h_{m,d}(\omega_{md} - \omega_d) \quad (18)$$

$$\begin{aligned} \theta_{m,w} &= \theta_{m,d} + \frac{\partial \theta}{\partial \phi}|_{m,d} \Delta \phi \\ &= \theta_{m,d} + \frac{\partial \theta}{\partial \phi}|_{m,d} (\phi_{m,w} - \phi_{m,d}) \end{aligned} \quad (19)$$

식 (19)를 식 (16)에 대입하여 정리하면 다음과 같다.

$$\dot{m}_w = \frac{D_{wm}}{\delta} \left(\frac{\partial \theta}{\partial \phi} \right)_{m,w} (\phi_{m,w} - \phi_{m,d}) \quad (20)$$

여기서 막에서 상대습도를 절대습도로 변화시키기 위해 Clausius-Clapeyron⁽¹³⁾ 식을 이용하면

$$\frac{\phi}{\omega} = \frac{P}{0.622P_{sat}} - \frac{\phi}{0.622} \quad (21)$$

이고 식 (21) 두 번째 항은 5% 미만 영향을 주므로 식을 단순화시키면 다음과 같다.⁽¹⁶⁾

$$\phi = \frac{P}{0.622P_{sat}} \omega \quad (22)$$

여기서, 식 (22)를 식 (20)에 대입하면

$$\dot{m}_w = \frac{D_{wm}}{\delta} \left(\frac{\partial \theta}{\partial \phi} \right)_{m,w} \frac{P}{0.622P_{sat}} (\omega_{mw} - \omega_{md}) \quad (23)$$

과 같다. 식 (15), (18), (23)으로부터 막 수분확산 저항계수 γ_m 은 다음과 같이 정의된다.

$$\gamma_m = \frac{\delta}{D_{wm}} \frac{0.622 P_{sat}}{P \left(\frac{\partial \theta}{\partial \phi} \right)_{mw}} \quad (24)$$

그리고 식 (17)을 미분하면

$$\frac{\partial \theta}{\partial \phi} = \frac{\theta_{max} C}{[(1 - C + C/\phi)\phi]^2} \quad (25)$$

와 같고 식 (24)에 대입하면

$$\gamma_m = \frac{\delta}{D_{wm}} \psi \quad (26)$$

$$\psi = \frac{0.622 P_{sat}}{P} \frac{[(1 - C + C/\phi)\phi]^2}{\theta_{max} C} \quad (27)$$

와 같이 정리된다. 여기서 ψ (Coefficient of moisture diffusive resistance in membrane)는 작동 환경과 막 종류에 따른 흡수 기울기를 정의 해주는 값이다.⁽¹⁶⁾

또한 식 (15)에서 h_m (Convective mass transfer coefficient)은 Nusselt 수와 Sherwood 수의 상관관계를 통해 유도할 수 있고 Chilton-Colburn Analogy를 이용하면 다음과 같다.

$$Sh = Nu Le^{-1/3} \quad (28)$$

따라서,

$$h_m = \frac{h}{c_p} Le^{-1/3} \quad (29)$$

으로 정리된다.

입구조건은 상대습도가 주어지므로 이를 절대

습도로 계산하기 위해 식 (21)을 이용하고 여기서 P_{sat} (Saturation vapor pressure)는 Hyland-Wexler 식을 사용하였다.⁽²⁰⁾

$$P_{sat} = \exp \left[\sum_{i=-1}^3 h_i T^i + h_4 \ln T \right] \quad (30)$$

여기서 $h_{-1} = -0.580 \times 10^4$, $h_0 = 0.139 \times 10$, $h_1 = 0.486 \times 10^1$, $h_2 = 0.418 \times 10^4$, $h_3 = 0.145 \times 10^7$, $h_4 = 0.655$ 이다.

2.3 해석 모델

Fig. 3은 열전달과 물질전달이 동시에 일어나는 직교류와 대향류 구조의 판형 가습기 형상을 나타낸다. 전산해석에 사용되는 막 가습기 형상의 수치와 입구조건에 관한 자세한 사항은 Table 1에 나타내었다. 전산해석 시 입구와 출구의 압력은 대기압으로 가정하였다. 그리고 막 가습기의 열 및 물질전달 성능해석을 위해서 Fortran code를 이용하여 전산해석을 수행하였다.

3. 판형 막 가습기의 성능 특성

3.1 입구 유량 변화에 따른 성능 특성 해석

Fig. 4는 직교류와 대향류 입구 유량 변화에 따른

Table 1 Reference condition for simulation

Channel number	25	Area	0.00038 m ²
Channel height	0.6 mm	Channel length	115 mm
Channel width	3.35 mm	Rib width	1.15 mm
Dry air humidity	20 %	Wet air humidity	80 %
Dry air temperature	25 °C	Wet air temperature	75 °C

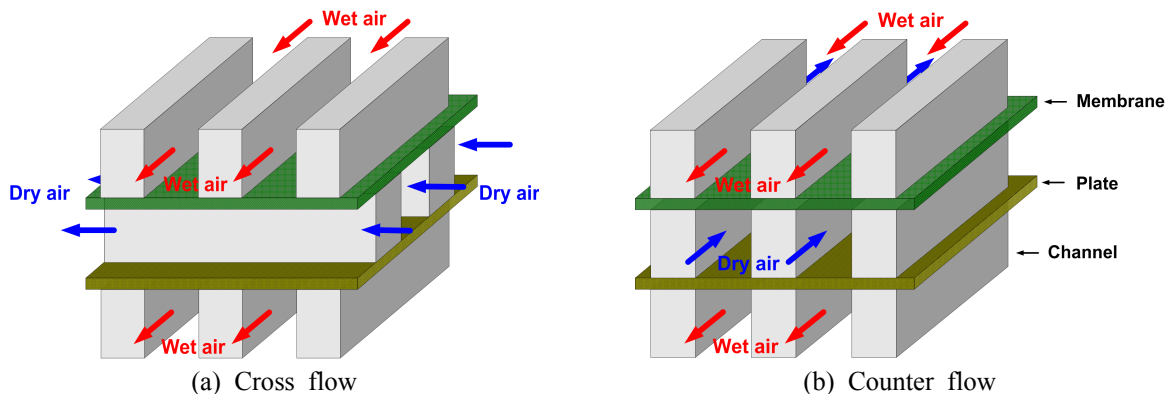


Fig. 3 The types of planar humidifier

ϵ_S 의 변화를 나타낸다. 유량이 가장 작은 20 LPM 일 때 직교류 ϵ_S 는 0.87, 대향류 ϵ_S 는 0.97로서 성능 차이가 발생한다. 하지만 유량이 증가함에 따라 200 LPM 일 때 직교류 ϵ_S 는 0.55, 대향류 ϵ_S 는 0.59으로서 성능 차이가 줄어들어 가는 것을 알 수 있다.

Fig. 5는 유량 변화에 따른 성능 변화를 자세하게 살펴보기 위해 유량이 20 LPM에서 200 LPM 일 때 NTU_S 를 유도하여 이에 따른 ϵ_S 를 나타낸 결과이다. 식 (4)에서 유량이 작을 때 NTU_S 는 가장 큰 값을 가지며 유량이 증가함에 따라 감소하게 된다. 유량이 20 LPM 일 때 직교류 NTU_S 는 12.62, 대향류 NTU_S 는 12.81으로서 유량 방향에 따라서 NTU_S 의 차이가 없는 것을 볼 수 있다. 하지만 직교류와 대향류를 비교할 때 ϵ_S 는 NTU_S 가 증가함에 따라 식 (5)와 (6)으로부터 차이가 커지

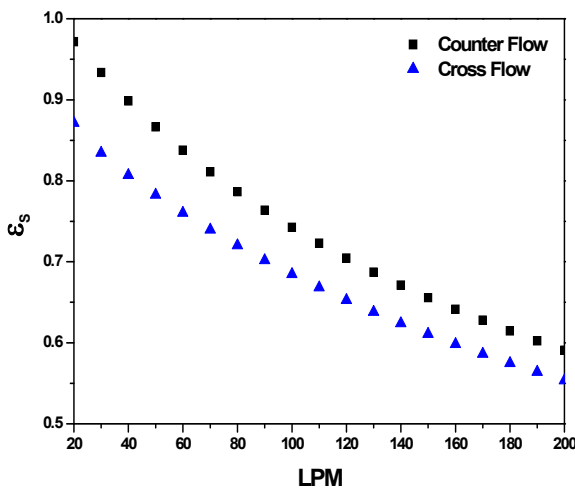


Fig. 4 Comparison of cross and counter flow sensible effectiveness with respect to dry air flow rate

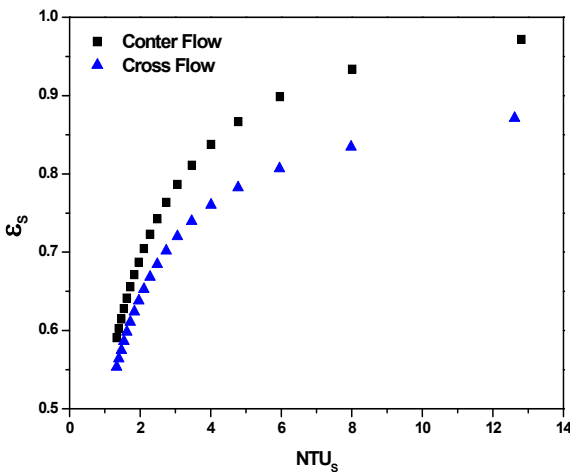


Fig. 5 Variation of cross and counter flow sensible effectiveness with NTU_S

는 것을 볼 수 있다. 따라서 NTU_S 가 작은 범위에서는 막 가습기 설계 시 유동방향이 중요한 변수가 되지 않지만 NTU_S 가 커짐에 따라 대향류 설계 시 동일한 NTU_S 로 비교하였을 때 더 큰 열전달 성능을 얻을 수 있다.

Fig. 6은 입구 유량 변화에 따른 ϵ_L 변화를 나타낸 결과이다. 유량이 20 LPM 일 때 직교류 ϵ_L 는 0.81, 대향류 ϵ_L 는 0.90으로서 0.10의 성능 차이를 나타내고 유량이 증가함에 따라서 물질전달 성능은 감소하는 것을 확인 할 수 있다. Fig. 4의 결과와 비교했을 때 직교류와 대향류 모두 ϵ_S 에 비해 ϵ_L 이 작으므로 판형 막 가습기의 물질전달 성능이 열전달 성능보다 낮게 나타나는 것을 알 수 있다. 또한 유동방향에 따른 ϵ_L 차이가 ϵ_S 에 비해 작으므로 물질전달이 열전달에 비해 유동방향 따른 영향이 적은 것을 알 수 있다.

Fig. 7은 유량 변화에 따른 NTU_L 과 이를 통한 ϵ_L 의 결과를 나타내었다. 유량이 20 LPM 일 때 직교류 NTU_L 은 7.13이고 대향류 NTU_L 은 0.69로 유사한 값을 갖지만 유동 방향에 따른 ϵ_L 이 차이가 나타나는 것을 확인 할 수 있다. 그리고 Fig. 5의 결과와 비교했을 때 직교류와 대향류의 경우 NTU_L 이 NTU_S 보다 작으므로 ϵ_L 이 ϵ_S 보다 낮은 결과를 나타낸다. 이를 통해 식 (4)와 (12)로부터 동일한 유량과 면적일 때 NTU_L 이 NTU_S 의 차이는 총물질관류계수와 총열관류계수의 차이로 나타나고 본 연구의 판형 막 가습기 경우 총물질관류계수가 총열관류계수에 비해 작다는 것을 알 수 있다.

3.2 입구 온도 변화에 따른 성능 특성 해석

Fig. 8은 입구 온도 변화에 따른 가습기 열전달 성능변화를 나타낸 결과이다. 100 LPM 일 때 고온 다습한 공기 입구온도는 일정하게 유지하고 저온 건조한 공기의 입구온도를 10°C에서 50°C까지 변화시켰을 때 ϵ_S 의 변화를 나타내었다. 본 해석 결과 직교류와 대향류 모두 입구 온도가 증가함에 따라 ϵ_S 가 조금씩 감소하는 것을 볼 수 있다. 이는 고온 다습한 공기 입구온도가 일정한 상태에서 저온 건조한 공기 입구온도가 증가하면 판 내부의 온도차가 감소되어 열전달량이 감소하기 때문이다.

Fig. 9는 입구 온도 변화에 따른 물질전달 성능

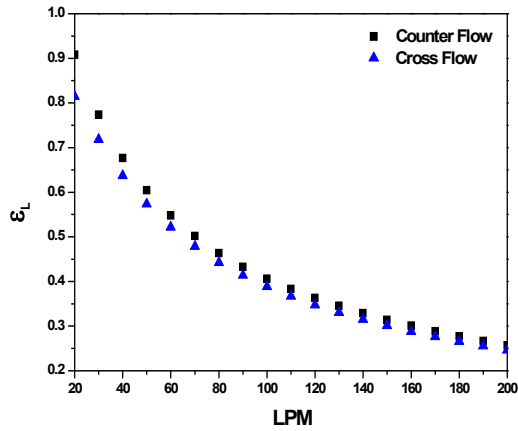


Fig. 6 Comparison of cross and counter flow latent effectiveness with respect to dry air flow rate

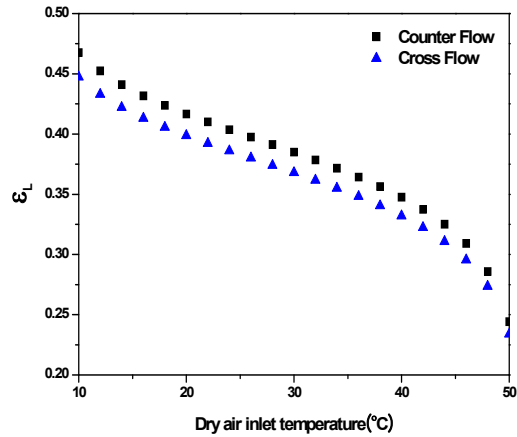


Fig. 9 Variation of latent effectiveness with respect to dry air inlet temperature at 100 LPM

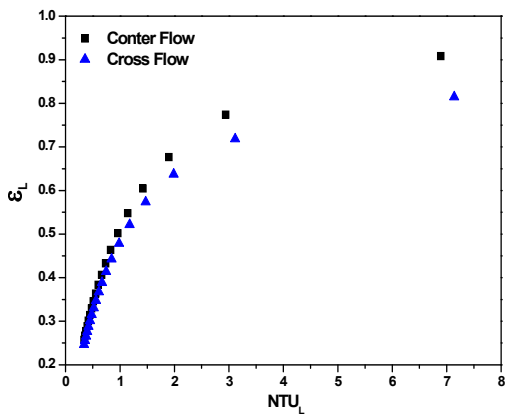


Fig. 7 Variation of cross and counter flow latent effectiveness with NTU_L

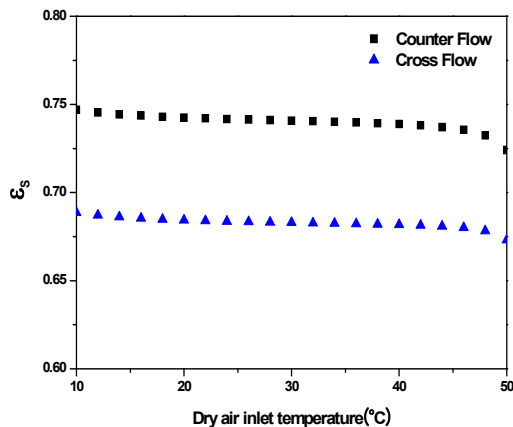


Fig. 8 Variation of sensible effectiveness with respect to dry air inlet temperature at 100 LPM

변화를 나타낸 결과이다. Fig. 8의 ϵ_S 와 달리 입구 온도 증가에 따라 ϵ_L 이 비선형으로 크게 감소

하는 것을 알 수 있다. 입구 온도 10°C일 때와 50°C일 때 ϵ_L 의 차이가 직교류의 경우 0.21이며 대향류인 경우 0.22이므로 열전달에 비해 물질전달이 입구온도 변화에 크게 영향을 받는 것을 알 수 있다. 이는 막 수분확산저항계수가 온도, 포화수증기압, 습도의 함수이며 특히 포화수증기압과 습도는 온도에 지배적인 영향을 받기 때문이다. 저온 건조한 공기 입구온도가 증가하면 포화수증기압은 증가하고 상대습도는 감소하는데 상대적으로 온도 증가에 따라 포화수증기압의 증가율이 상대습도 감소율에 비해 크므로 식 (26)과 (27)에서 막 수분확산저항계수가 커진다고 예상할 수 있다.

4. 결론

본 연구에서는 판형 막 가습기가 직교류와 대향류 구조 일 때 열 및 물질전달 성능특성을 고찰하기 위하여 ϵ - NTU 법으로 막 가습기 성능에 영향을 미치는 유량 및 입구온도 변화에 대하여 연구를 수행하였고, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 유동방향에 따른 ϵ_S 를 비교하였을 때 입구 유량이 20 LPM 인 경우 직교류 ϵ_S 보다 대향류 ϵ_S 가 높게 나타났고 유량이 증가함에 따라 그 차이가 조금씩 감소하는 것을 알 수 있었다.

(2) 유동방향에 따른 ϵ_L 를 비교했을 때 입구 유량이 20 LPM 인 경우 직교류 ϵ_L 보다 대향류 ϵ_L 가 높게 나타났다. 그리고 직교류와 대향류의 NTU_L 이 NTU_S 보다 낮은 영역에 위치하고 있기

때문에 총물질관류계수가 총열관류계수보다 작게 나타나는 것을 알 수 있었다.

(3) 저온 건조한 공기 입구온도를 증가시켰을 때 ε_S 의 변화는 크지 않지만, ε_L 은 비선형으로 크게 감소하는 것을 알 수 있었다. 입구 온도 증가에 따라서 ε_L 이 직교류의 경우 0.21, 대향류의 경우 0.22 감소하며 이는 막 수분확산저항계수가 입구 온도 증가에 따라 증가했기 때문임을 알 수 있었다.

(4) 따라서, 저온 건조한 공기 입구온도가 증가하면 포화수증기압은 증가하고 상대습도는 감소하는데 상대적으로 온도 증가에 따라 포화수증기압의 증가율이 상대습도 감소율에 비해 크므로 막 수분 확산저항계수가 커진다고 예상할 수 있다.

후 기

본 연구는 2012년도 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제(No. 20124010203250)와 2012년도 고려대학교 특별연구비에 의하여 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Larminie, J. and Dicks, A., 2000, *Fuel Cell System Explained*, John Wiley & Sons, Ltd., Toronto.
- (2) Zhang, L., Pan, M. and Quan, S., 2008, "Model Predictive Control of Water Management in PEMFC," *J. of Power Source*, Vol. 180, pp. 322~329.
- (3) Chen, D. and Peng, H., 2005, "A Thermodynamic Model of Membrane Humidifiers for PEM Fuel Cell Humidification Control," *Trans. of the ASME*, Vol. 127, pp. 424~432.
- (4) Chu, D., Jiang, R. and Walker, C., 1999, "Performance of Polymer Electrolyte Membrane Fuel Cell(PEMFC) Stacks Part 1. Evaluation and Simulation of an Air-Breathing PEMFC Stack," *J. of Power Sources*, Vol. 83, pp. 128~133.
- (5) Cave, P. and Merida, W., 2008, "Water Flux in Membrane Fuel Cell Humidifiers: Flow Rate and Channel Location Effects," *J. of Power Sources*, Vol. 175, pp. 408~418.
- (6) Park, S. K., Choe, S. Y. and Choi, S. H., 2008, "Dynamic Modeling and Analysis of a Shell-and-tube Type Gas-to-gas Membrane Humidifier for PEM Fuel Cell Application," *Int. J. of Hydrogen Energy*, Vol. 33, pp. 2273~2282.
- (7) Yu, S., Lee, Y., Bae, H., Hwang, J. Y. and Ahn, K., 2009, "Mass and Heat Transfer Analysis of Membrane Humidifier with a Simple Lumped Mass Model," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*, Vol. 33, pp. 596~603.
- (8) Hwang, J. Y., Chang, H., Kang, K. and Kang, H., 2011, "Study on Effect of Increase in Inlet Temperature on Nafion Membrane Humidifier," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*, Vol. 35, pp. 361~369.
- (9) Bae, H., Ahn, K. Y., Lee, Y. D., Kang, S. K. and Yu, S., 2011, "Basic Analysis of Heat and Mass Transfer Characteristics of Tubular Membrane Humidifier for Proton Exchange Membrane Fuel Cell," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*, Vol. 35, pp. 473~480.
- (10) Byun, S. Y., Kim, B. J. and Kim, M. S., 2011, "Study on PEM-Fuel-Cell Humidification System Consisting of Membrane Humidifier and Exhaust Air Recirculation Units," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*, Vol. 35, pp. 337~344.
- (11) Hwang, J. J., Chang, W. R., Kao, J. K. and Wu, W., 2012, "Experimental Study on Performance of a Planar Membrane Humidifier for a Proton Exchange Membrane Fuel Cell Stack," *J. of Power Sources*, Vol. 215, pp. 69~76.
- (12) Yu, S., Im, S., Kim, S., Hwang, J., Lee, Y., Kang, S. and Ahn, K., 2011, "A Parametric Study of the Performance of a Planar Membrane Humidifier with a Heat and Mass Exchanger Model for Design Optimization," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 54, pp. 1344~1351.
- (13) Kadylak, D., Cave, P. and Merida, W., 2009, "Effectiveness Correlations for Heat and Mass Transfer in Membrane Humidifiers," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 52, pp. 1504~1509.
- (14) Kadylak, D. and Merida, W., 2010, "Experimental Verification of a Membrane Humidifier Model Based on the Effectiveness Method," *J. Power Sources*, Vol. 195, pp. 3166~3175.

- (15) Incropera, F. P., Dittus, D. P., Bergman, T. L. and Lavine, A. S., Introduction to Heat Transfer, WILEY, 2009.
- (16) Zhang, L. Z. and Niu, J. L., 2002, "Effectiveness Correlations for Heat and Moisture Transfer Processes in an Enthalpy Exchanger With Membrane Cores," *Trans. of the ASME*, Vol. 124, pp. 922~929.
- (17) Namvar, R., Pyra, D., Gao, G., Simson, C. J. and Besant, R. W., 2012, "Transient Characteristics of a Liquid-to-air Membrane Energy Exchanger (LAMEE) Experimental Data with Correlations," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 55, pp. 6682~6694.
- (18) Niu, J. L. and Zhang, L. Z., 2001, "Membrane-Based Enthalpy Exchanger: Material Considerations and Clarification of Moisture Resistance," *J. Membrane Science*, Vol. 189, pp. 179~191.
- (19) Simonson, C. J. and Besant, R. W., 1999, "Energy Wheel Effectiveness. Part I. Development of Dimensionless Groups," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 42, pp. 2161~2170.
- (20) Flatau, P. J., Walko, R. L. and Cotton, W. R., 1992, "Polynomial Fits to Saturation Vapor Pressure," *American Meteorological Society*, pp. 1507~1513.