



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

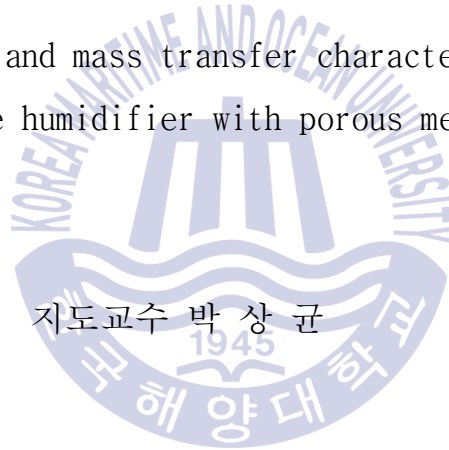
이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학석사 학위논문

# 발포금속을 이용한 고분자 전해질 연료전지용 막가습기의 열·물질전달 특성에 관한 연구

A study on heat and mass transfer characteristics of  
PEMFC membrane humidifier with porous metal foam



지도교수 박 상 균

2017 년 2 월

한국해양대학교 대학원

기관공학과  
장 혜 수

2017년 2월

장혜수



공학석사 학위논문

발포금속을 이용한 고분자 전해질 연료전지용  
막가습기의 열·물질전달 특성에 관한 연구

A study on heat and mass transfer characteristics of  
PEMFC membrane humidifier with porous metal foam



2017 년 2 월

한국해양대학교 대학원

기관공학과

장 혜 수

본 논문을 장혜수의 공학석사 학위논문으로 인준함

위원장 : 김명환



위원 : 오철



위원 : 박상균



2016 년 12 월 23 일

한국해양대학교 일반대학원

# 목 차

|                                   |     |
|-----------------------------------|-----|
| List of Tables                    | iii |
| List of Figures                   | iv  |
| Abstract                          | vii |
| List of Symbol                    | ix  |
| <b>제 1 장 서 론</b>                  |     |
| 1.1 연구 배경                         | 1   |
| 1.2 연구 목적                         | 8   |
| 1.3 연구 방법                         | 9   |
| <b>제 2 장 발포금속 막기습기의 열·물질전달</b>    |     |
| 2.1 개요                            | 12  |
| 2.2 열전달                           | 19  |
| 2.2.1 메커니즘                        | 19  |
| 2.2.2 국부온도 차이에 의한 전도열전달 촉진        | 29  |
| 2.2.3 열전도계수 차이에 의한 전도열전달 촉진       | 30  |
| 2.2.4 대류열전달                       | 31  |
| 2.3 물질전달                          | 35  |
| 2.4 에너지보존                         | 38  |
| 2.5 질량보존                          | 41  |
| <b>제 3 장 발포금속 막기습기의 시뮬레이션 모델링</b> |     |
| 3.1 물성치                           | 42  |
| 3.2 이상화 가정                        | 43  |
| 3.3 모델 구성                         | 44  |
| 3.3.1 전체 구성                       | 44  |

|                                     |     |
|-------------------------------------|-----|
| 3.3.2 에너지 보존.....                   | 48  |
| 3.3.3 질량 보존.....                    | 51  |
| 3.3.4 열전달.....                      | 57  |
| 3.3.5 물질전달.....                     | 61  |
| <br>                                |     |
| <b>제 4 장 연구결과 고찰 및 검토</b>           |     |
| 4.1 시뮬레이션 요소 해석과 실험 결과의 비교.....     | 64  |
| 4.1.1 막가습기.....                     | 64  |
| 4.1.2 발포금속.....                     | 67  |
| 4.2 막가습기와 발포금속 막가습기의 특성 비교.....     | 70  |
| 4.2.1 열·물질전달률.....                  | 70  |
| 4.2.2 차압.....                       | 75  |
| 4.3 발포금속 막가습기에 대한 열·물질전달 특성.....    | 77  |
| 4.3.1 발포금속 재질에 따른 영향.....           | 77  |
| 4.3.2 발포금속 공극률에 따른 영향.....          | 81  |
| 4.3.3 발포금속 공극직경에 따른 영향.....         | 84  |
| 4.3.4 발포금속 압축률에 따른 영향.....          | 86  |
| 4.3.5 배기가스 및 건조공기의 유량에 따른 영향.....   | 88  |
| 4.3.6 배기가스 및 건조공기의 온도에 따른 영향.....   | 92  |
| 4.3.7 배기가스 산소 농도에 따른 영향.....        | 96  |
| 4.3.8 배기가스 및 건조공기의 상대습도에 따른 영향..... | 97  |
| 4.3.9 막의 두께에 따른 영향.....             | 101 |
| 4.3.10 튜브의 직경에 따른 영향.....           | 102 |
| 4.3.11 셸의 직경에 따른 영향.....            | 104 |
| <br>                                |     |
| <b>제 5 장 결 론</b>                    |     |
| 5.1 결론.....                         | 106 |
| 5.2 제언.....                         | 108 |
| <br>                                |     |
| 감사의 글.....                          | 109 |
| <br>                                |     |
| 참조 문헌.....                          | 110 |

## List of Tables

|                  |   |     |
|------------------|---|-----|
| <b>Table 2.1</b> | Properties of various models of porous metal foam.....  | 26  |
| <b>Table 3.1</b> | Parameters of porous metal foam membrane humidifier.....  | 42  |
| <b>Table 4.1</b> | Input parameters for modeling of conventional humidifier.....   | 64  |
| <b>Table 4.2</b> | Input parameters for modeling of porous metal foam humidifier.....  | 67  |
| <b>Table 4.3</b> | Input parameters for modeling of the membrane humidifier and porous metal foam membrane humidifier.....             | 71  |
| <b>Table 4.4</b> | Comparison between various simulated data of the membrane humidifier and porous metal foam membrane humidifier..... | 71  |
| <b>Table 4.5</b> | Properties of the metallic and ceramic foam samples characterized experimentally.....                               | 77  |
| <b>Table 4.6</b> | Input parameters for modeling of conventional and porous metal foam humidifier.....                                 | 78  |
| <b>Table 4.7</b> | Material properties of the porous metal foam samples for different pore per inch.....                               | 86  |
| <b>Table 4.8</b> | Input parameters for modeling of conventional and porous metal foam humidifier.....                                 | 102 |



## List of Figures

|                  |  |    |
|------------------|--|----|
| <b>Fig. 1.1</b>  | Radiative forcing of climate change during the Industrial Era.....   | 2  |
| <b>Fig. 1.2</b>  | Annual anthropogenic CO <sub>2</sub> emissions among the atmosphere, land<br>and ocean.....                                  | 2  |
| <b>Fig. 1.3</b>  | Power vs. Efficiency for Stationary Power Technologies.....  | 4  |
| <b>Fig. 1.4</b>  | GHG emissions by sector in 2010.....   | 4  |
| <b>Fig. 2.1</b>  | Conventional shell and tube type gas to gas membrane humidifier.....   | 13 |
| <b>Fig. 2.2</b>  | Metal foam applications for heat transport.....  | 15 |
| <b>Fig. 2.3</b>  | Humidifier with porous metal foam.....   | 17 |
| <b>Fig. 2.4</b>  | Structure of porous metal foam.....  | 20 |
| <b>Fig. 2.5</b>  | Experimental data of effectiveness for various NTU number of cross<br>flow heat exchanger.....                               | 22 |
| <b>Fig. 3.1</b>  | Overall modeling block unit of humidifier .....  | 45 |
| <b>Fig. 3.2</b>  | Heat transfer Modeling of humidifier.....  | 46 |
| <b>Fig. 3.3</b>  | Mass transfer Modeling of humidifier.....  | 47 |
| <b>Fig. 3.4</b>  | Energy balance Modeling of humidifier in dry air channel of heat<br>transfer block.....                                      | 49 |
| <b>Fig. 3.5</b>  | Modeling of Thermophysical value calculation for simulating energy<br>balance in dry air channel of heat transfer block..... | 50 |
| <b>Fig. 3.6</b>  | Modeling of mass balance in dry air channel of heat transfer block.....  | 51 |
| <b>Fig. 3.7</b>  | Modeling of dry air mass at various flow rate & temperature in dry<br>air channel of heat transfer block .....               | 52 |
| <b>Fig. 3.8</b>  | Modeling of air & water mass in dry air mass flow inlet.....   | 53 |
| <b>Fig. 3.9</b>  | Modeling of saturation pressure at various temperature of dry air flow<br>inlet .....  | 54 |
| <b>Fig. 3.10</b> | Modeling of total pressure of dry air at various air & water partial<br>pressure.....  | 55 |
| <b>Fig. 3.11</b> | Modeling of mass, partial pressure of water & relative humidity in<br>dry air channel at various water flow condition.....   | 56 |

|  |    |
|--|----|
| <b>Fig. 3.12</b> Modeling of heat transfer in humidifier.....  | 57 |
| <b>Fig. 3.13</b> Modeling of thermal resistance for simulating overall heat transfer coefficient.....  | 58 |
| <b>Fig. 3.14</b> Modeling of pressure drop for tubeside.....   | 59 |
| <b>Fig. 3.15</b> Modeling of nusselt number for simulating heat transfer coefficient.....  | 60 |
| <b>Fig. 3.16</b> Modeling of mass transfer of humidifier.....  | 61 |
| <b>Fig. 3.17</b> Modeling of water content coefficient and concentration at various activity and diffusion coefficient of water of water for simulating water diffusion coefficient..... | 62 |
| <b>Fig. 3.18</b> Modeling of water diffusion at temperature & diffusion coefficient.....   | 63 |
| <b>Fig. 4.1</b> Comparison between the simulated and the measured data of dry and exhaust air outlet temperature for various dry air flow rate.....                                      | 66 |
| <b>Fig. 4.2</b> Comparison between the simulated and the measured data of differential pressure per meter at various superficial velocity of dry air flow.....                           | 68 |
| <b>Fig. 4.3</b> Comparison of heat transfer rate between the conventional humidifier and 3 types of humidifier with porous metal foam for various dry air mass flow rate .....           | 72 |
| <b>Fig. 4.4</b> Comparison of mass transfer rate between the conventional humidifier and 3 types of humidifier with porous metal foam for various dry air mass flow rate.....            | 73 |
| <b>Fig. 4.5</b> Differential pressure of humidifier with and without porous metal foam for dry air flow rate.....  | 76 |
| <b>Fig. 4.6</b> Comparison of heat transfer among the humidifiers with various porous metal foam samples .....   | 79 |
| <b>Fig. 4.7</b> Comparison of mass transfer among the humidifiers with various porous metal foam samples.....  | 80 |
| <b>Fig. 4.8</b> Effects of porosity on performance of porous metal foam humidifier.....  | 82 |
| <b>Fig. 4.9</b> Effects of porosity on differential pressure of porous metal foam humidifier.....  | 83 |
| <b>Fig. 4.10</b> Effects of pore diameter on performance of porous metal foam humidifier.....  | 85 |

|   |     |
|---|-----|
| <b>Fig. 4.11</b> Effects of ppi on performance of porous metal foam humidifier.....                                     | 87  |
| <b>Fig. 4.12</b> Effects of exhaust air flow rate on performance of porous metal<br>foam humidifier.....                | 89  |
| <b>Fig. 4.13</b> Effects of dry air flow rate on performance of porous metal foam<br>humidifier.....                    | 91  |
| <b>Fig. 4.14</b> Effects of exhaust air inlet temperature on performance of porous<br>metal foam humidifier.....        | 93  |
| <b>Fig. 4.15</b> Effects of dry air inlet temperature on performance of porous metal<br>foam humidifier.....            | 95  |
| <b>Fig. 4.16</b> Effects of exhaust air inlet fraction of Oxygen on performance of<br>porous metal foam humidifier..... | 96  |
| <b>Fig. 4.17</b> Effects of exhaust air inlet relative humidity on performance of<br>porous metal foam humidifier.....  | 98  |
| <b>Fig. 4.18</b> Effects of dry air inlet relative humidity on performance of porous<br>metal foam humidifier.....      | 100 |
| <b>Fig. 4.19</b> Effects of nafion membrane thickness on performance of porous<br>metal foam humidifier.....            | 101 |
| <b>Fig. 4.20</b> Effects of diameter of tube on performance of porous metal foam<br>humidifier.....                     | 103 |
| <b>Fig. 4.21</b> Effects of diameter of shell on performance of porous metal foam<br>humidifier.....                    | 104 |

# A study on heat and mass transfer characteristics of PEMFC membrane humidifier with porous metal foam

Jang, Hye Soo

Department of Marine Engineering

Graduate School of Korea Maritime and Ocean University

## Abstract

Polymer electrolyte membrane fuel cell (PEMFC) are being explored as a potential replacement for propulsion systems for mobile applications, given that they can increase a system's fuel efficiency, prevent environmental pollution, and help to downsize engine systems.

Humidity control inside the PEMFC stack can greatly affect the performance of the PEMFC. If the humidity level is low, the membrane can dry to decrease the hydrogen ion conductivity. Conversely, if the humidity is high, the water overflows and can interfere with the chemical reaction. Therefore, a humidifier must be precisely designed to control humidity, while a high efficiency must be obtained for miniaturization.

In this study, we suggest filling the gas channel of the humidifier with porous metal foam to increase the efficiency of the humidifier. This material has a high porosity and surface area density, making it ideal to

prevent pressure drops and increase the efficiency of the humidifier. We modelled shell and tube-type membrane humidifiers filled with porous metal foam and studied the heat and mass transfer characteristics using Matlab and Simulink. We verified the system's reliability by comparing the simulated and experimental data.

We also carried out comparison studies between commercially available membrane humidifiers and our proposed metal foam membrane humidifier with respect to heat and mass transfer, as well as pressure drops. In addition, we conducted a characteristic study on heat and mass transfer according to the types of metal foam, operating conditions, and the shape of the humidifier.

Through Simulation, we discovered that the heat and mass transfer efficiency of the porous metal foam membrane humidifier was higher, and the pressure drop was lower, than membrane humidifiers. We also found that the heat and mass transfer performance of the porous aluminum foam was the highest. Moreover, as the porosity decreased or pore diameter increased, heat and mass transfer were enhanced. Lastly, the heat and mass transfer characteristics of the porous metal foam membrane humidifier in response to various conditions were partially different from those of the membrane humidifier.

The results of this study demonstrated that the metal foam membrane humidifier could be advantageous under various conditions. This study will be helpful understanding the phenomenon of the relation between heat and mass transfer and the design of membrane humidifiers.

**KEY WORDS:** Heat and Mass Transfer, Humidifier, Polymer Electrolyte Membrane Fuel Cell, Porous metal foam,

## List of Symbols

| Nomenclature         |  |
|----------------------|--|
| <i>A</i>             | Area(m <sup>2</sup> )  |
| <i>A<sub>e</sub></i> | Area density(m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> )                                  |
| <i>a</i>             | Activity(Pa/Pa)  |
| <i>C</i>             | Specific heat (kJ/kg·K), Concentration (kmol/m <sup>3</sup> ), Coefficient (-) |
| <i>D</i>             | Hydraulic diameter (m)   |
| <i>d</i>             | Diameter (m)   |
| <i>e</i>             | Coefficient (-)  |
| <i>h</i>             | Convection coefficient (W/m <sup>2</sup> ·K), Enthalpy (kJ)                    |
| <i>K</i>             | Hydraulic permeability (m <sup>2</sup> )                                       |
| <i>k</i>             | Conductivity coefficient (W/m·K)   |
| <i>M</i>             | Molar mass (kg/kmol)   |
| <i>m</i>             | Mass (kg)  |
| <i>Nu</i>            | Nusselt number (-)   |
| <i>P</i>             | Pressure (Pa)  |
| <i>Pr</i>            | Prandtl number (-)   |
| <i>Q</i>             | Heat transfer (kJ)   |
| <i>q</i>             | Heat transfer rate (kW)  |
| <i>RH</i>            | Relative humidity (-)  |
| <i>Re</i>            | Reynolds number (-)  |
| <i>T</i>             | Temperature (K)  |
| <i>t</i>             | Thickness (m)  |
| <i>U</i>             | Overall heat transfer coefficient (W/m <sup>2</sup> ·K)                        |
| <i>u</i>             | Internal energy (kJ)   |

| Greek symbols               |   |
|-----------------------------|---|
| $\alpha$                    | Thermal diffusivity (m <sup>2</sup> /s) |
| $\epsilon$                  | Porosity (-)                            |
| $\mu$                       | Viscosity (m <sup>2</sup> /s)           |
| $v$                         | Velocity (m/s)                          |
| $\nu$                       | Dynamic viscosity (m <sup>2</sup> /s)   |
| $\Delta$                    | Differential (-)                        |
| $\lambda$                   | Water content (kg/kg)                   |
| $\rho$                      | Density (kg/m <sup>3</sup> )            |
| Superscripts and Subscripts |   |
| <i>a</i>                    | Pore                                    |
| <i>c</i>                    | Cool                                    |
| <i>d</i>                    | Dry side                                |
| <i>e</i>                    | Exhaust side                            |
| <i>eff</i>                  | Effective                               |
| <i>f</i>                    | fluid                                   |
| <i>h</i>                    | High                                    |
| <i>i</i>                    | Inlet                                   |
| <i>m</i>                    | Mean, Membrane                          |
| <i>mem-dry</i>              | Membrane dried                          |
| <i>o</i>                    | Outlet                                  |
| <i>p</i>                    | Constant pressure                       |
| <i>s</i>                    | Solid, Superficial, Strut, Shape        |
| <i>sat</i>                  | Saturation                              |
| <i>T</i>                    | Empiricism                              |
| <i>tr</i>                   | Transfer                                |
| <i>V</i>                    | Constant volume                         |
| <i>v</i>                    | Vapor                                   |
| <i>w</i>                    | Membrane diffusion                      |
| $\cdot$                     | Rate of change (d/dt)                   |
| <i>0</i>                    | Standard condition                      |

# 제 1 장 서 론

## 1.1 연구 배경

현재 인류가 직면한 가장 큰 위기는 온실가스 증가에 의한 지구온난화 문제이다. 매년 Bulletin of the Atomic Scientists (2007)의 표지에 게재되는 지구 종말 시계는 1947년 창안된 후부터 핵물질에 대한 종말 위험에 대해 나타냈으며, 지구 수명을 24시간으로 나타내었을 때, 핵물질로 인해 5분 안에 지구 종말이 올 수 있을 것이라 예상하고 있다. 이와 더불어 2007년부터 새로운 인류위협요인으로써 지구온난화가 포함되었으며, 이는 핵물질만큼 큰 위협으로 인정받은 것이다<sup>[1]</sup>.

전 세계적으로 환경에 대한 위기감이 확산되는 한편, United Nations Climate Change Conference (UNFCCC) (2015)는 지구온난화를 막기 위해 온실가스의 배출을 55% 줄이기로 55개의 나라에서 합의했다<sup>[2]</sup>. 여기서 UNFCCC (2015)가 주목하는 온난화의 주범은 이산화탄소이다.

Fig. 1.1은 다양한 온실가스과 복사강제력 간의 상관도를 나타낸 것이고, 이산화탄소의 복사강제력의 수치가 가장 큰 비중을 차지함을 알 수 있다. 복사강제력이란 온실가스가 태양의 복사에너지를 산란 및 흡수하여 우주로 확산되지 못하게 하는 것을 의미한다. 복사강제력이 큰 이산화탄소가 증가되면 지구의 열 에너지 및 온도도 증가하게 된다. 이 때 이산화탄소가 증가하는 가장 큰 이유는 화석연료 사용의 증가에 있다.

Fig. 1.2는 지난 200년간 이산화탄소 배출의 원인 물질을 나타낸 것이다. 석탄은 가장 큰 비중을 차지하며, 석유, 가스연료, 시멘트 순서대로의 비중을 차지한다. 석탄, 석유, 가스는 실온에서 각각 고상, 액상, 기상을 가지는 물질이다.

이산화탄소 배출이 가스연료로 갈수록 감소하는 이유는 가스연료의 화학적 조성 때문이다. 화석연료는 탄소와 수소로 이루어진 탄화수소화합물이다. 여기서



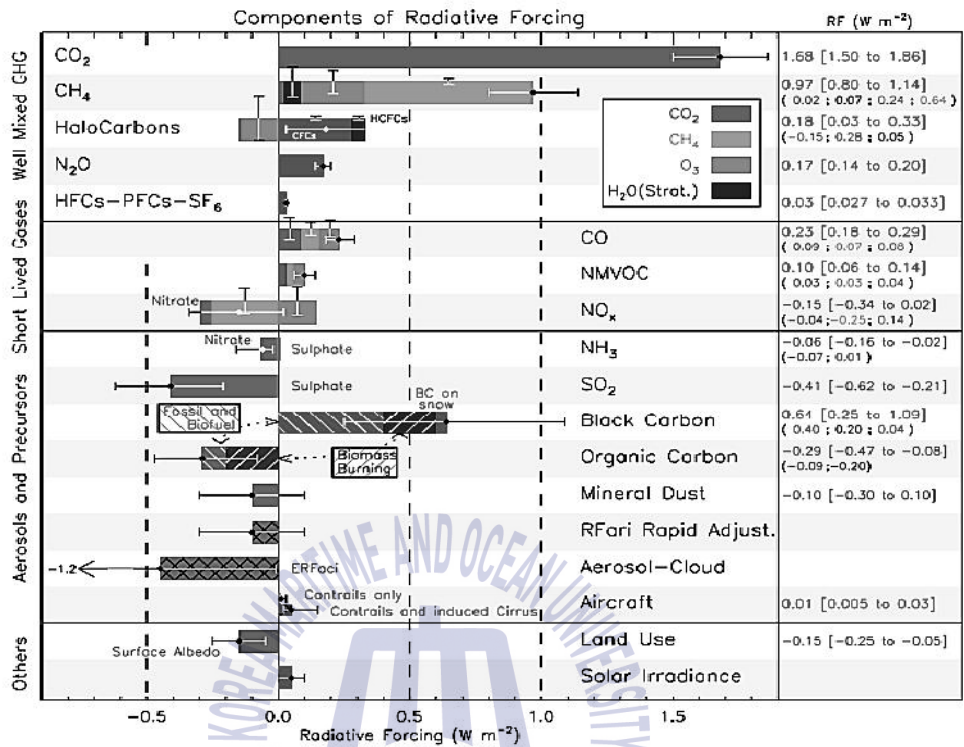


Fig. 1.1 Radiative forcing of climate change during the Industrial Era<sup>[3]</sup>

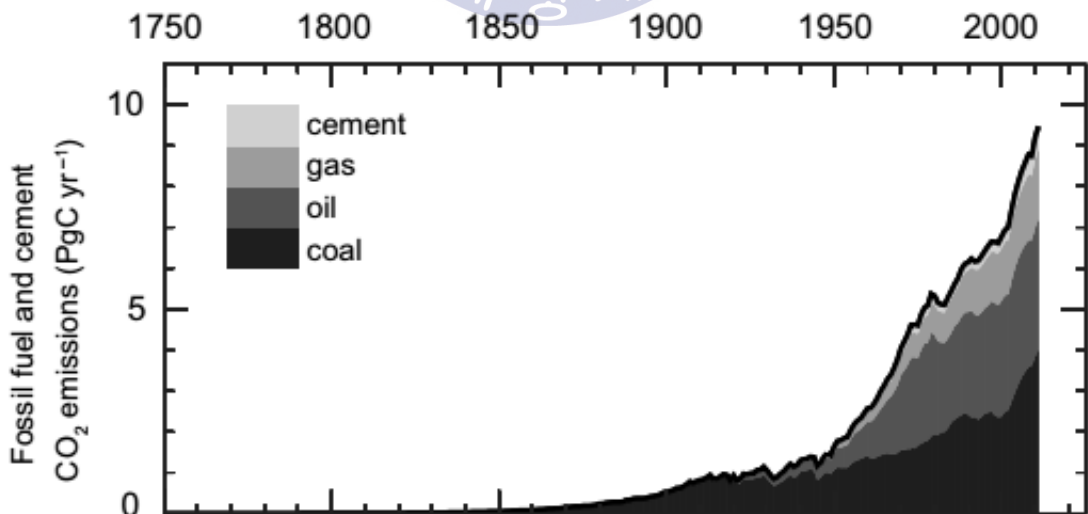


Fig. 1.2 Annual anthropogenic CO<sub>2</sub> emissions among the atmosphere, land and ocean<sup>[4]</sup>

탄소에 대한 수소의 비를 탄소비라 하며, 석탄의 탄소비는 석유나 가스 오일보다 높다. 연료가 연소될 때 탄소와 산소가 결합하여 이산화탄소가 발생되기 때문에 연료의 탄소비가 높을수록 이산화탄소의 배출량이 많아지는 것이다. 따라서 이산화탄소 배출을 줄이기 위해서는 가스 오일의 사용량을 늘리고 석탄이나 석유의 사용량을 줄일 필요가 있으며, 더 나아가서는 이산화탄소의 발생이 없는 수소연료를 사용하는 수소사회로 진입할 필요가 있을 것으로 판단된다.

위와 같은 필요를 충족시키기 위한 방법으로써 기존의 화석연료를 사용하던 에너지 발생장치가 아닌 새로운 장치로써 연료전지를 생각해 볼 수 있다. 연료전지는 수소와 산소의 화학반응에서 생기는 전기 및 열에너지를 사용하는 장치이다. 기존의 화석연료의 사용에 있어서 취할 수 있는 에너지는 열 및 기계적인 일에너지 밖에 없었다. 하지만 연료전지를 이용하면 화학결합 시의 짧은 순간에 발생하는 전기에너지도 사용할 수 있기 때문에 효율이 높아질 수 있다.

Fig. 1.3은 여러 가지 기관의 효율을 나타낸 것이다. 연료전지는 기존 기관들의 효율보다 높고, 가스터빈 복합시스템을 통해 효율을 더 향상시킬 수도 있다. 또한 연료전지 작동 중 생성되는 물질은 물밖에 없기 때문에 오염물질이 배출되지 않는다. 이와 더불어 Balance of Plant (BOP)라 불리는 보조설비들을 제외하면, 회전부나 이동부가 없기 때문에 소음이나 마찰에 의한 열손실 또한 발생하지 않는다.

연료전지의 종류 중 크게 주목할 것은 고체전해질 연료전지 (SOFC; Solid Oxide Fuel Cell)와 고분자전해질 연료전지 (PEMFC; Polymer Electrolyte Membrane Fuel Cell)이다. SOFC는 고온형 연료전지로서 장치 대형화 및 느린 시동이라는 단점이 있으나 효율이 높으므로 대형플랜트에 적용하기 용이하다. PEMFC는 저온형 연료전지로서 효율은 SOFC에 비해 낮으나 장치 소형화 및 빠른 시동의 장점이 있으므로 이동장치 및 소형장치에 적용하기 용이하다. PEMFC는 소형선박, 자동차, 가정용전원, 소형발전소 등에 적합한 특성을 가지고 있다<sup>[6]</sup>.

Fig. 1.4는 주요 산업별 온실가스 배출량을 나타낸 것이다. 이동장치 및 주거용 전원은 20%의 비율을 차지한다. 공업 및 발전용 전원은 대형플랜트라는 특성상

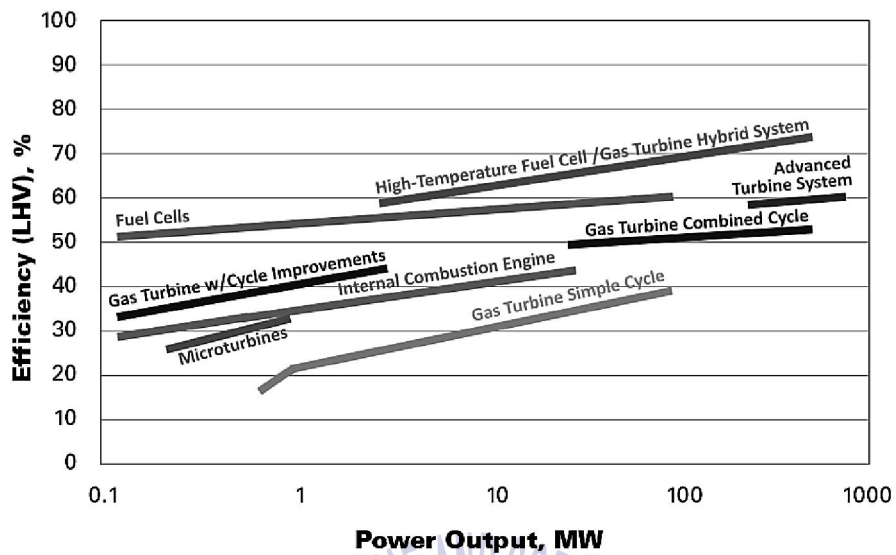


Fig. 1.3 Power vs. Efficiency for Stationary Power Technologies<sup>[5]</sup>

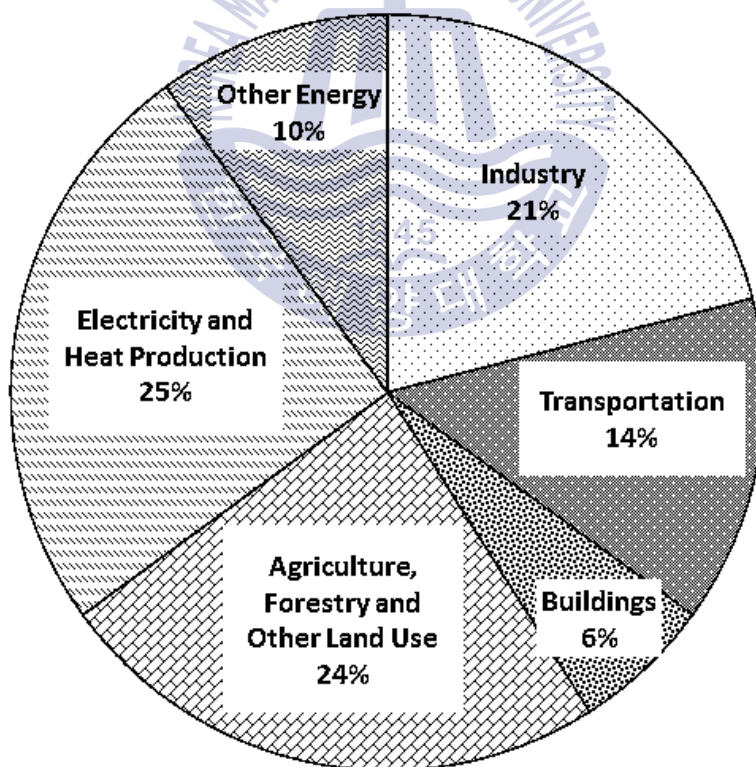


Fig. 1.4 GHG emissions by sector in 2010<sup>[7]</sup>

온실가스 저감 장치를 설치하기 쉬워 온실가스 배출 통제가 용이하다. 반면 이동장치 및 상업용전원은 소형장치라는 특성상 온실가스 통제가 어렵다. 따라서 온실가스를 배출하지 않는 PEMFC를 사용하는 것이 적합할 것으로 판단된다.

Larminie & Dics (1997)의 연구에 의하면 PEMFC는 부적절한 가습에 의해 효율이 낮아질 수 있다. 이는 드라이아웃 현상이라 불리는 습도 부족에 의한 이온전도성의 감소 현상과 물막힘 현상이라 불리는 습도 과다에 의한 이온 및 산소의 이동 방해 현상 때문이다. 이와 같은 문제를 방지하기 위해서 이상적인 값인 80~100%의 상대습도를 유지해 줄 필요가 있다. 포화증기압은 온도가 증가함에 따라 지수적으로 증가하게 된다. 상대습도는 포화증기압에 반비례하기 때문에 60°C 이상만 되어도 급격히 감소한다. PEMFC는 보통 60°C 이상으로 운전되므로 가습이 필수적이다. 외부가습이 없다면 PEMFC의 효율이 40%이상 감소할 수 있다. 따라서 이러한 가습을 위한 방법으로써 다양한 종류의 가습기가 개발되어 있다. 이 때 가습 방법들의 다양한 예를 들어보면 스파징 분사, 발포 금속, 심지설치, 물을 직접주입, 회전식 가습기, 막을 이용한 자기가습법 등이 있다<sup>[6]</sup>. 이러한 각각의 방법들은 특징 및 장단점을 가지고 있기 때문에 적절한 가습 방법을 선택하기 위한 연구가 필요할 것으로 판단된다.

본 연구에서 다루게 될 막을 사용한 가습기(gas-to-gas membrane humidifier)는 열과 물질이 동시에 이동되고, 추가 동력원이 필요 없으며, 작동부가 간단하다. 따라서 이동장치나 소형장치를 위한 PEMFC의 가습기로써 적합할 것이라 판단된다. 막가습기는 제작이 쉽고 재료가비가 저렴하다는 장점을 갖고 있지만, 여러 극복해야 할 문제들이 있다. 효율향상을 위한 복잡한 가스 유로는 물질의 이동 저항, 장치의 부피, 무게를 증가시킨다. 또한 여기서 비용 증가라는 문제가 파생된다.

이러한 문제들을 극복하기 위해 가스 유로의 형상과 구성에 따른 열·물질전달 특성에 관한 다양한 연구가 진행되어 왔으며, 이에 대한 핵심은 차압을 최대한 줄이면서도 열·물질전달 효율을 증가시키는 방법에 대한 것이다.

효율 향상에는 다양한 방법이 있다. Sabharwal, Duelk & Bhatia (2012)의 연구와

같이 두 유체 간의 흐름 방향을 직교류로 구성함으로써 효율을 높이는 방법이 있다<sup>[8]</sup>. 그러나 유체의 흐름 방향 구성을 달리하는 것은 어떤 시스템에서도 가능하므로 효율 향상의 근본적인 방법은 아니다. 다음 방법으로 khazae & Sabadban (2016)의 연구와 같이 단위 체적 당 유로의 개수를 늘림으로써 효율을 높이는 방법이 있을 수 있다<sup>[9]</sup>. 그러나 유로의 개수를 늘리는 만큼 유로의 만족부 또한 늘어나게 되며 차압이 증가하거나 오염물질이 쌓이는 등의 문제가 발생할 수 있다.

기존의 효율향상 방법으로는 한계가 있으므로 새로운 효율 향상 방법을 개발할 필요가 있을 것으로 판단된다. 이 때 새로운 방법은 단순한 유로 구성, 쉬운 제작, 가볍고 저렴한 재료 등의 조건을 갖춰야 한다.

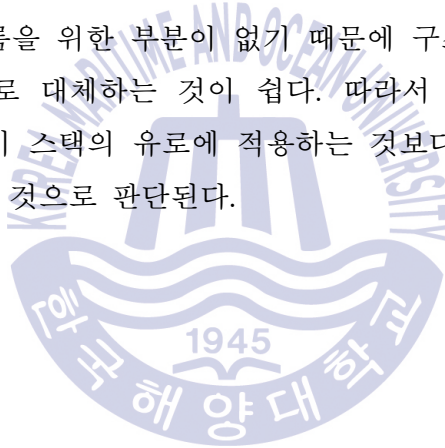
Maricle & Nagle (1978)의 연구는 유로를 발포금속으로 구성한 최초의 연구이다<sup>[10]</sup>. 발포금속은 편과 같이 열전달을 증가시킬 수 있는 소재이다. 복잡한 가스 유로와 비교하여 발포금속 유로는 다공성이 높기 때문에 차압이 작다. 기존 유로는 복잡한 제작에 따른 비용 상승이 있었지만, 발포금속은 제작이 간단하여 비용을 줄일 수 있다.

발포금속을 유로에 적용하려는 연구는 연료전지 스택에서 활발하게 진행되어 왔다. 다양한 연구들에 따르면 (Arisetty, Prasad & Advani, 2007; Kopanidis, Theodorakakos, Gavaises & Bouris, 2010; Tseng, et al., 2012) PEMFC의 가스확산층은 상당한 부피를 차지하므로 발포금속을 적용했을 때 발포금속이 유로의 역할과 가스를 확산시켜 주는 역할을 동시에 해주므로 부피를 줄일 수 있고, 기존의 유로에서는 면접촉을 통한 2차원적인 열전달만 일어나는 것과 달리, 발포금속 유로에서는 면접촉뿐만 아니라 금속에 의한 선접촉 열전달도 동시에 일어나기 때문에 면 및 선접촉의 3차원적인 열전달에 의해 열전달 효율이 증가하는 장점을 가지고 있다<sup>[11~13]</sup>.

Tsai, et al. (2012)의 연구에서 다양한 발포금속 유로에 대한 차압을 비교하였다. 간단한 유로 형상에서는 차압이 매우 작고 복잡한 형상에서도 차압이 작은 것으로 나타났다<sup>[14]</sup>. 또한 이 값은 막가습기의 동작 압력에 비해 작은 값이다.

발포금속을 PEMFC 스택의 유로에 적용하는 것은 몇 가지 문제점을 가지고 있다. 첫째로 발포금속은 다공성이 매우 크기 때문에 전기전도성이 낮다. 둘째로 스택의 복잡한 유로에 발포금속을 충전하여 사용하는 것은 기술적으로 어렵다. 이러한 문제에 기인하여 지금까지 발포금속을 스택에 적용하는 것은 어려웠다.

반면 발포금속을 PEMFC 가습기의 가스 유로에 적용하는 것은 어렵지 않을 것으로 판단된다. 이는 발포금속을 가습기의 가스 유로에 적용하면 스택에 적용하였을 때 갖게 되는 문제점을 해결할 수 있기 때문이다. 이에 대한 이유로는 두 가지가 있다. 첫 번째로 가습기는 PEMFC 스택과 달리 발전장치가 아니기 때문에 전기전도성을 확보할 필요가 없으며, 두 번째로 가습기의 가스 유로에는 냉각부나 전기흐름을 위한 부분이 없기 때문에 구조적으로 간단하여 기존의 유로를 발포금속으로 대체하는 것이 쉽다. 따라서 기술적으로 발포금속을 가습기에 적용하는 것이 스택의 유로에 적용하는 것보다 용이할 수 있으며, 이에 대한 연구가 필요할 것으로 판단된다.



## 1.2 연구 목적

서론에서 살펴 본 바와 같이 발포금속 막가습기에 대한 연구가 필요함에도 불구하고 Afshari & Houreh (2014)의 연구가 유일하다. 이는 판형 막가습기에 대한 발포금속 유로의 적용에 대한 최초의 모델링 연구이다<sup>15)</sup>. 따라서 추가적인 연구들이 필요할 것으로 판단되며, 본 연구에서는 쉘엔튜브형 발포금속 막가습기에 대한 모델링 및 특성 분석 연구를 진행하였다.

본 연구에서는 발포금속을 막가습기의 유로에 설치하였을 때의 열·물질전달률이 기존의 일반적인 유로로 구성된 쉘엔튜브형 막가습기에 비해 얼마나 증가되는지 알아보기 위한 모델을 개발하였고, 이를 통해 시뮬레이션 연구를 진행하였다.

모델을 개발할 때 발포금속에 대한 실험값과 막가습기에 대한 실험값은 확보했지만, 본 모델의 사양에 적합한 실험식이 없었으므로 본 연구에서 독자적인 실험식을 개발하여 모델에 적용하였다.

본 연구에서는 발포 금속의 종류와 발포금속 막가습기의 운전 조건 및 형상에 따른 열·물질전달 특성을 분석하였다.

### 1.3 연구 방법

본 연구는 Mathwork사의 Matlab & simulink 프로그램을 사용하여 셀앤티브형 막가습기 모델과 발포금속 유로 모델을 개발하였다. 각각은 실제 실험값과 시뮬레이션 결과를 비교하여 신뢰성을 검증하였다. 그리고 이 두 모델을 합쳐서 가습기 시스템으로 구성하였고, 이 때 사용된 식들은 신뢰성이 검증된 실험식 이므로 시뮬레이션 시스템 모델 또한 실제 현상을 잘 모사할 수 있을 것이라 판단한다. 이 과정에서 다양한 식들을 비교 검토하여 본 연구에 사용된 가습기에 적용함에 있어서 적합한 식이 어떤 것인지 연구하였다[16~18]. 이러한 연구 중에 발포금속 유로내의 압력차에 대한 식이 잘 맞지 않았기 때문에 본 연구에서 직접 개발한 식을 사용하였다.

연구에 사용된 물성치는 실제 막가습기 제품의 값과 막가습기 사양에 적합한 특성을 가진 발포금속 값을 사용하였다. 여기서 발포금속의 비교연구는 10가지 종류의 발포금속에 대해서 시뮬레이션 해본 후 결과 값 분석을 진행하였고, 열·물질전달 특성을 고려하여 연구에 주로 사용될 재료 물성치 선정에 이용하였다.

모델을 개발할 때에는 프로그램 계산 속도를 최적화 시켜 향후 PEMFC 전체 시스템 모델 개발 등에 사용할 수 있도록 무차원적으로 모델링하였다. 여기서 무차원 모델링이란 열·물질전달에 대한 공간 및 시간의 복잡한 상관성을 간단한 실험식으로 대체함으로써 계산 시간을 단축할 수 있는 모델링 작성법을 의미한다. 이와 같이 개발된 모델을 사용하여 기존의 가습기와의 다양한 특성에 관한 비교해석을 진행하였다.

가습기 모델링에 있어서는 Afshari & Houreh (2014)의 연구를 참고하였으며, 몇 가지 사항들을 수정하여 적용하였다[15].

첫 번째로 정상상태 유동이 아닌 비정상상태 유동을 가정하였다. 이를 위해 검사 체적 내부의 질량은 시간에 따라 변하도록 모델링 하였다. 실제 시스템에서는 유동 조건이 변화하게 되는데, 이때의 천이과정 또한 중요한 연구 대상이 될 수 있기 때문에 정상상태 모델은 향후 시스템연구에 적용하기에 제한적일 것으로 판단된다.



두 번째로 선형적인 달시의 법칙 대신 비선형적인 점성 계산을 수행하였다. 실제 발포금속에서는 금속과 유체 간의 점착이 복잡하게 일어나므로, 계산에서 또한 국부적인 점착조건들을 고려하여야 한다고 판단된다. 달시의 법칙은 속도가 증가할수록 오차율이 커지는 단점이 있다. 실제 가습기 운전에 있어서는 낮은 유속으로는 잘 사용하지 않으므로 높은 유속 또한 고려해야 할 필요가 있다고 판단된다. 더불어 여기서 파생되는 문제점으로 레이놀즈수에 대한 계산인자로써 투과율( $K$ )을 사용하였다는 점이다. 이는 속도에 무관하게 발포금속의 구조에만 관계되는 인자이다. 실제 막가습기는 유량변화에 따른 속도변화가 존재한다. 속도가 증가하면 유체와 발포금속 간의 마찰이 증가하게 되고, 실제로는 투과율을 떨어뜨리게 된다. 이 때문에 재료의 물성치로써 값이 고정된 투과율( $K$ )을 사용하는 것보다는 이러한 오차를 고려한 상관식을 사용하여 투과율을 계산할 필요가 있다. 본 연구에서는 발포금속의 물성치인 표면적밀도를 사용한 속도에 따른 투과율 상관식을 사용하였다. 표면적밀도는 쉽게 측정이 가능하고, 이를 이용한 상관식은 속도에 따른 비선형적인 현상을 비교적 오차 없이 계산할 수 있다.

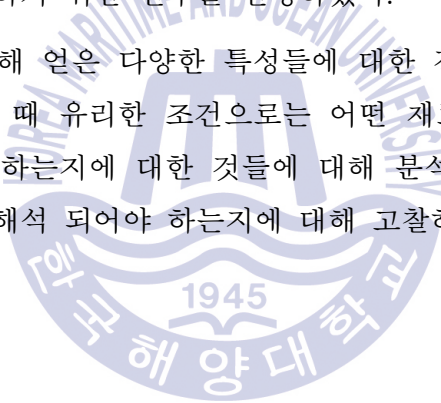
세 번째로 국부온도차에 의한 열전달을 고려하였다. 막가습기 유로와 달리 발포금속 막가습기 유로는 유체 간의 온도차에 의한 열전달뿐만 아니라 발포금속 금속과 유체 간의 국부온도차에 의한 열전달 현상이 일어난다. 2.2.2절에서 더 자세히 설명하겠지만, 막가습기의 유체는 공기이므로 국부온도차에 의한 영향이 작다. 그러나 공극률이 작을수록 이를 무시할 수 없고, 공극률과 관련된 시뮬레이션 연구를 진행할 수도 있기 때문에 모델링 단계에서는 이러한 비선형적인 영향을 고려하는 것이 타당하다고 판단된다.

본 연구에서는 위와 같은 문제점을 개선하여 실제 현상을 잘 모사할 수 있는 모델을 개발하고자 하였고, 이를 통해 발포금속 막가습기가 연료전지 시스템에 미치는 영향을 연구할 때, 더 실용적으로 사용할 수 있는 모델로 개발하고자 하였다. 지금까지 발포금속 자체에 대한 여러 연구가 있었지만, 발포금속 막가습기에 대한 연구는 위에서 소개한 논문 하나밖에 없기 때문에 추가적인 연구가 필요할 것으로 판단된다.

그동안 발포금속에서의 가스유동에 관한 다양한 연구가 진행되었지만, 이를 통한 발포금속의 유동에 의한 열·물질전달 촉진 현상이 가습기에 어떤 영향을 주는지에 대한 연구는 부족했기 때문에 본 연구에서 다양한 특성 연구를 진행하였다. 따라서 이러한 특성 연구에 대한 것으로써 발포금속 재질에 따른 가습기 특성변화, 발포금속 공극률, 작동온도, 압축률, 종류에 따른 영향에 대해 연구하였다. 또한 형상을 다양하게 하였을 때, 가습기의 특성연구로써 유로 크기나 가습기의 크기, 막 두께 등을 변경해 보았다.

한편, 기존에 발포금속 자체의 가스유동에 관한 다양한 실험들과 다양한 식이 제시 되었으나, 발포금속을 막가습기에 적용하였을 때 막가습기의 사양이나 작동환경 및 재료 등의 조건에 맞는 식에 대한 연구가 진행되지 않았다. 따라서 이에 적합한 식을 개발하기 위한 연구를 진행하였다.

위와 같은 연구를 통해 얻은 다양한 특성들에 대한 결과를 통해 발포금속을 막가습기에 적용하였을 때 유리한 조건으로는 어떤 재료를 사용해야 하며, 어떤 형상으로 설계해야 하는지에 대한 것들에 대해 분석했고, 후술하는 특성들이 이론적으로 어떻게 해석 되어야 하는지에 대해 고찰하였다.



## 제 2 장 발포금속 막가습기의 열·물질전달

### 2.1 개요

Ramya, Sreenivas & Dhathathreyan (2011)의 연구는 PEMFC 성능에 미치는 가습의 중요성을 보여주고 있다<sup>[19]</sup>. Park, Choe & Choi (2008)의 연구를 살펴보면 막가습기는 추가동력이 필요 없고 구성이 간단하여 이동 장치용 PEMFC 시스템에 적용하기 적합하다는 것을 알 수 있다<sup>[20]</sup>.

Fig. 2.1은 셀엔튜브형 막가습기의 시스템 구성을 나타낸 것이다. 건조공기측(튜브측) 내부의 유로는 검사체적 1번이며, 배기가스측(셸측) 내부의 유로는 검사체적 2번으로 설정하였다. 건조공기측으로 대기로부터 공급되는 건조공기가 흐르며, 배기가스측으로 PEMFC 스택의 고온 다습한 공기인 배기가스가 흐른다. 본 연구의 시뮬레이션 모델의 유체 흐름방향은 실험 조건과 같은 대향류로 설정하였다.

실제 막가습기는 건조공기측이 다관형의 복잡한 구조로 되어 있다. 본 연구에서는 이것을 단관으로 이상화하여 모델을 개발하였다. 이 때 열·물질전달면적을 동일하게 설정해도 관의 직경이 다르므로 점성조건이 다르다. 즉, 실제 다관과 단관의 유체 차압 특성은 다르다. 그러므로 실험값을 이용하여 차압 계산 모델을 개발하였다.

열·물질전달은 유체 흐름의 수직방향으로 배기가스측에서 건조공기측으로 일어난다. 이 때 열·물질전달 표면적은 튜브의 표면적이다. 열전달은 고온인 배기가스측과 저온의 건조공기측으로 온도차에 의해 일어난다. 물질전달은 두 유체 사이에 설치된 막 내에서 삼투현상이라 불리는 수동수송에 의해 일어난다. 수동수송은 수분의 농도가 높은 매질에서 수분의 농도가 낮은 매질로 확산 현상에 의해 이동하는 것이다. 수분의 농도가 높은 배기가스측에서 수분의 농도가 낮은 건조공기측으로 수분이 이동하게 된다.

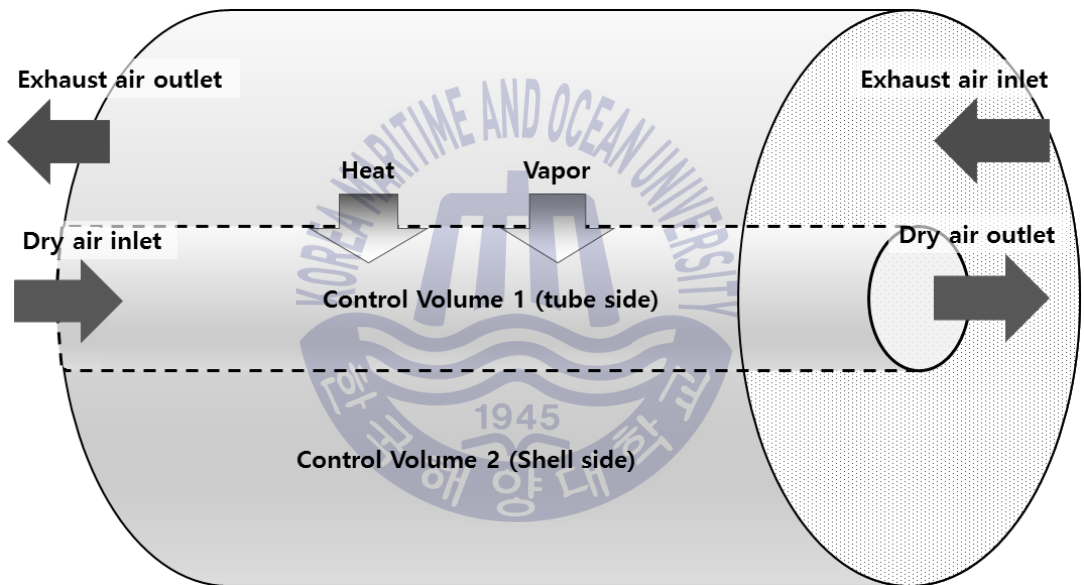


Fig. 2.1 Conventional shell and tube type gas to gas membrane humidifier

대기로부터 공급되는 저온의 건조공기는 막가습기에 의해 가열되고 온도 상승으로 인한 상대습도의 감소가 일어난다. 이는 배기가스와의 수분 농도차를 증가시키며 이는 수동수송에 의한 물질전달을 증가시키게 된다. 여기서 삼투현상과 같은 수동수송의 장점은 능동수송과 달리 추가적인 에너지가 필요 없이 양 매질 간의 농도차만 존재하여도 일어난다는 점이다. 즉, 막가습기는 배기가스와 건조공기 간의 수분 농도차이가 필연적으로 발생되므로 삼투현상에 의한 자연적인 확산 가습이 일어나게 된다. 이러한 막가습기의 장점은 PEMFC 시스템을 구성할 때, 추가적인 펌프 등의 장치를 설치할 필요가 없어 전체 효율이 증가할 수 있고, PEMFC 시스템 소형화에 유리한 원인이 될 수 있다.

그러나 셀엔튜브형 막가습기는 다관구조로 인한 차압 증가와 소형화 시의 열·물질전달 효율 감소의 문제점을 가지고 있다. 이에 대한 해결책으로 발포 금속을 적용할 필요가 있다. 발포 금속은 공극률이 매우 큰 금속으로써 부피에 비해 가볍고 강한 특성을 가진다. 발포 금속은 금속이라는 재료특성상 열전도계수가 높고 막가습기의 유로에 충전되어 사용할 시에 독특한 유동 특성에 의한 열·물질전달 촉진을 일으킨다. 이는 열교환기에 핀을 설치하였을 때 열전달 촉진 현상이 일어나는 것과 유사하다고 판단할 수 있다. 핀의 설치와 비교하여 보면 더 큰 열전달 촉진 현상을 보이며, 제작비용이 더 낮다는 특징을 가진다. 이와 같은 우수한 재료특성 때문에 Fig. 2.2에 보이는 바와 같이 열교환기, 가스 스크러버, 히트파이프 등 여러 가지 장치에 적용하기 위한 연구들이 (Boomsma, et al., 2003; Ghidossi, et al., 2009; Lu, et al., 2006) 활발히 진행되고 있다<sup>[21~23]</sup>.

Zhao (2012)의 연구에 의하면 열전달 촉진 현상은 크게 두 가지 메커니즘인 전도, 대류에 의해서 일어나며, 이에 대한 분석이 진행되었다. 발포 금속 내부의 현상은 매우 복잡하기 때문에 연구하기 힘든 면이 있다. 특히, 거시적으로는 규명하기가 힘들기 때문에 미시적인 규모의 열전달 현상을 연구할 필요를 가진다<sup>[24]</sup>. 이 때, 발포 금속 내에서 열전달 기구는 전도, 대류, 복사가 모두 일어나며, 본 연구의 가습기는 복사를 무시할 수 있는 온도에서 작동되므로 전도, 대류에 대한 현상만 살펴보기로 한다.

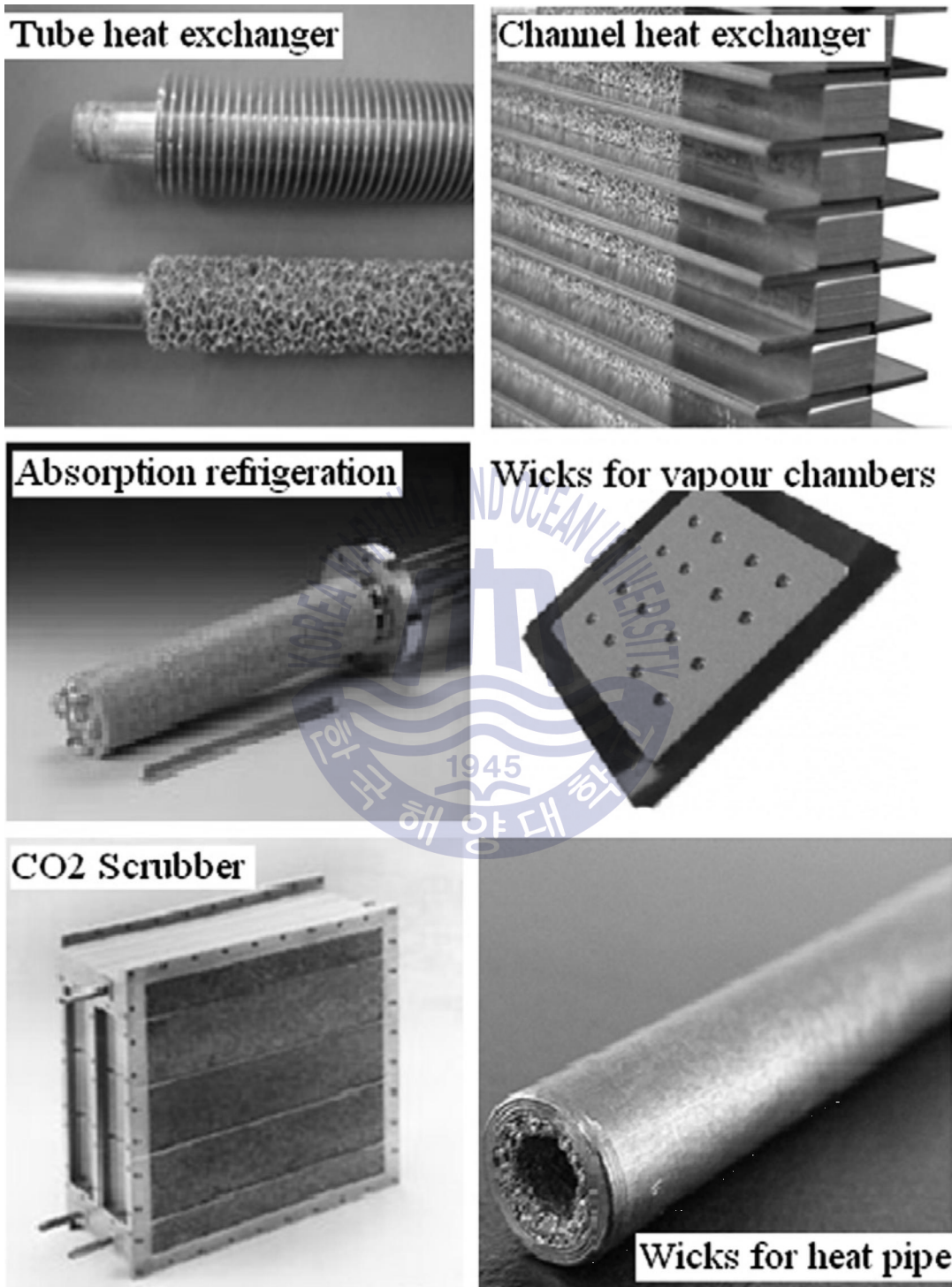


Fig. 2.2 Metal foam applications for heat transport<sup>[24]</sup>

선행 연구들을 살펴보면 연료전지 스택의 기존 유로를 발포금속으로 대체하는 연구들이 (Tsai, et al., 2012; Kumar & Reddy, 2003) 진행되었다<sup>[25, 26]</sup>. Tseng, et al. (2012)의 연구에 따르면 발포금속은 높은 다공성을 가지기 때문에 기존의 유로와 달리 물질전달에 대한 방해가 크지 않다<sup>[27]</sup>. 그러나 연료전지 스택에 발포금속을 사용할 때 몇 가지 문제점이 있으며 이는 발포금속의 높은 공극률로 인한 전기 전도 부분 감소 가능성과 복잡한 유로로 인한 높은 발포금속 충전 난이도이다. 이러한 점들은 막가습기의 유로에 발포금속을 적용하였을 경우에 문제가 되지 않는다. 막가습기는 냉각부나 전기흐름을 위한 부분이 없기 때문에 구성이 단순하며 기존유로에 발포금속만 넣으면 되기 때문이다. 따라서 가습기의 유로에 발포금속을 적용하는 것은 실현 가능성이 높을 것으로 판단된다. Afshari & Horeh (2014)의 연구는 가습기 유로에 발포금속을 적용하려는 시도를 하였다<sup>[28]</sup>. 하지만 선행 연구가 부족하므로 추가적인 연구가 필요할 것으로 판단된다.

막가습기는 튜브 표면의 막을 통한 대류열전달 및 물질전달이 일어나게 된다. 이때 유체는 보통 전도열전달계수가 작으므로 전체 열전달에 전도는 거의 영향을 주지 못한다. 특히 가습기에 사용되는 유체는 공기이고, 이는 전도열전달계수가 매우 작은 물질이기 때문에 가습기에 있어서 주된 열전달현상은 대류열전달이라 할 수 있다.

Fig. 2.3은 발포금속 막가습기의 열·물질전달 흐름을 나타낸 것이다. 열전달은 막과 유체, 금속 부분과 공기 간의 대류열전달 및 금속 부분을 통한 전도열전달이 일어난다. 다시 말하면 대류열전달에 있어서 열전달면적이 증가한다고 볼 수 있고, 막가습기에서는 튜브의 표면적만이 열전달면적인 반면, 발포금속 가습기에서는 금속표면들이 열전달면적을 증가시켜 주는 효과를 가진다. 이는 열교환기에 핀을 설치하여 열전달면적을 넓히는 것과 같은 효과로 볼 수 있다. 핀을 설치하는 것은 비용이 많이 드는 방법이며 발포금속 보다 열전달 촉진 효과가 작은 방법이다.

발포금속을 이용하면 제작비를 줄일 수 있는 효과를 가짐과 동시에 핀형보다 열전달면적을 더 크게 넓힐 수 있는 효과를 볼 수 있다. 또한 핀을 성형하는 어려움과 달리 발포금속은 제작방법이 간편하고 재료 선택의 폭이 크다. 특히 비철금속인 지르코니아, 물라이트 등의 열전도계수가 높고 강성, 인성 및 내식성이 우수한 재료를 사용할 수 있는 장점도 가지고 있다.

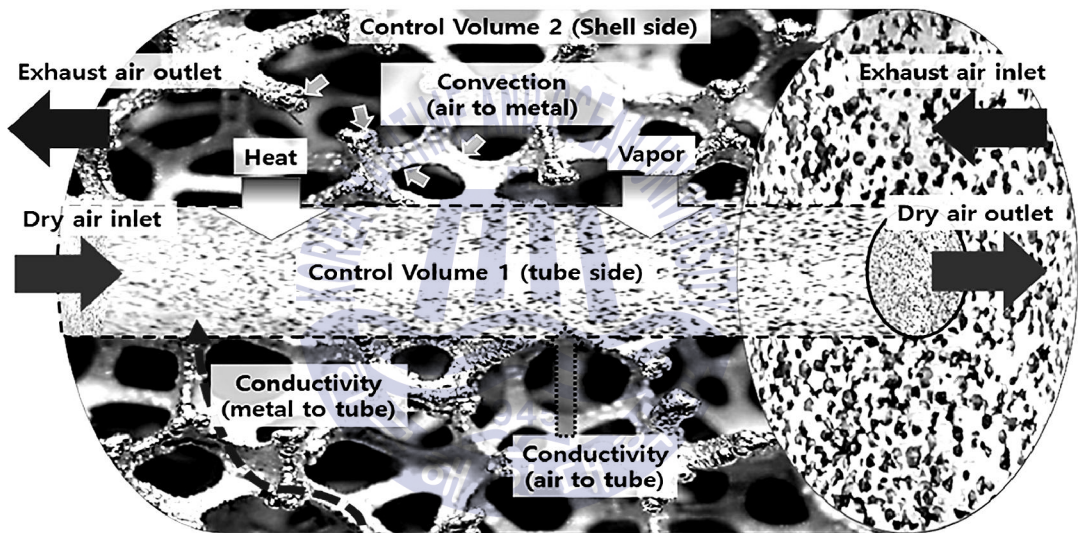


Fig. 2.3 Humidifier with porous metal foam



물질전달 또한 발포금속 막가습기가 더 크다. 막가습기와 발포금속 막가습기의 물질전달 표면적은 튜브 표면의 막의 면적으로써 같은 면적이지만 발포금속 가습기의 물질전달 효율이 증가하는 이유는 열전달 효율에 기인한다. 물질전달은 수분의 물질전달계수에 비례하게 되는데, 물질전달계수는 막 표면의 온도에 비례한다. 발포금속을 사용하면 열전달이 증가하기 때문에 막 표면의 온도가 증가하게 되며, 이 때문에 같은 크기의 유로에서 더 큰 물질전달을 얻을 수 있는 것이다. 또한 막가습기에서는 물질전달 향상을 위해 표면적을 증가시키려는 노력으로 복잡한 유로를 구성하게 된다. 그러나 이러한 방법은 차압을 증가시키게 되고, 수분의 물질전달계수는 압력에 비례하므로 결국 물질전달을 감소시키는 원인이 된다. 반면, 발포금속 막가습기는 압력손실을 적게 보면서도 표면적을 증가시킬 수 있다. 차압 비교에 대한 자세한 내용은 4.2.1 절에서 살펴볼 수 있다.



## 2.2 열전달

### 2.2.1 메커니즘

Schampheleire, et al., (2016)의 연구에서 인용된 Fig. 2.4는 발포금속의 세부형상이다. 발포금속은 공극(Pore), 금속의 길이부분(Strut), 금속의 접촉점 부분(Node)으로 이루어진 세포(Cell)구조로 이루어져 있다[29]. 발포금속 내에 유체가 흐를 때의 열전달 현상은 금속 부분에 의한 전도열전달, 유체 분자 간의 전도열전달, 유체와 금속 간의 대류열전달로 구분할 수 있다. 이 중 두 가지 전도열전달현상은 열전달 촉진의 핵심요소로써 다양한 장치들에 적용했을 때의 열전달 현상을 이해하기 위한 주요 연구 대상이다. 열전달에 관한 상관식은 식(2.1)과 같다.

$$\frac{dQ}{dt} = U \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (2.1)$$

$\frac{dQ}{dt}$  : 열전달률(kW)

$U$  : 총합열전달계수(kW/m<sup>2</sup>·K)

$A$  : 표면적(m<sup>2</sup>)

$T_m$  : 평균온도차(K)

식(2.1)의 열전달률을 구하기 위해서는 총합열전달계수, 면적, 평균온도차를 구해야 한다. 온도차는 열교환이 일어나는 유체 간의 온도차를 말하는 것이고, 평균온도차는 이러한 열교환이 일어나는 모든 위치에서의 온도차의 평균을 말하는 것이다. 이때, 유체의 평균 온도차는 대수평균을 사용할 수도 있겠지만, 참고문헌(Incropera, et al., 2009)에 따르면 열교환기 내에서 유체의 온도변화는

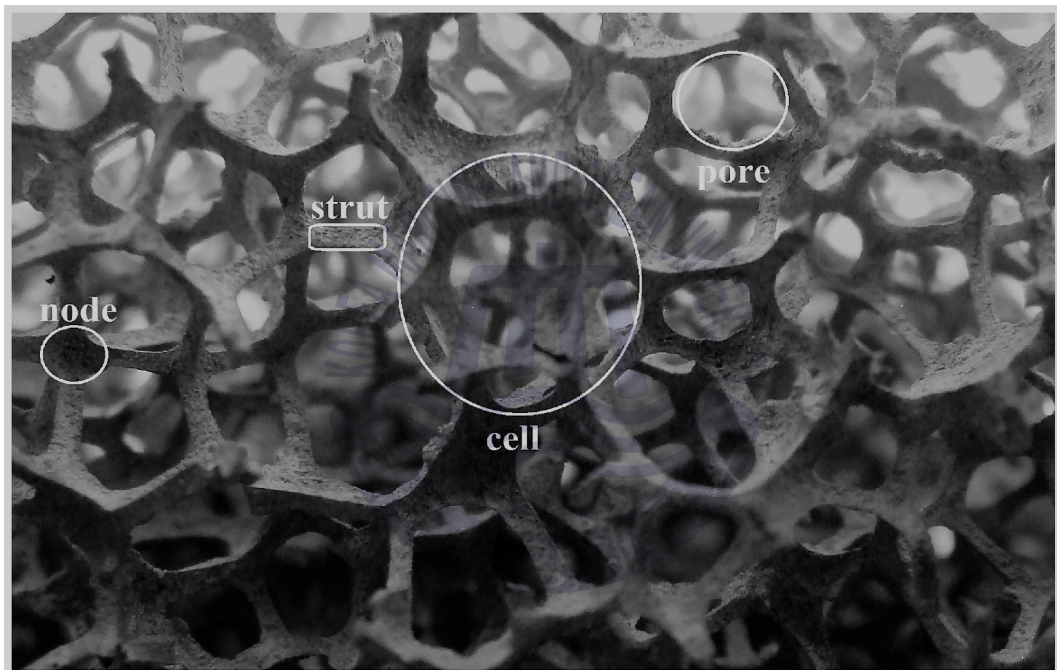


Fig. 2.4 Structure of porous metal foam<sup>[30]</sup>

선형이 아니라 비선형적으로 일어나므로 온도차를 적분하여 평균으로 나눠주는 로그평균 온도차(LMTD)를 이용 하는 것이 합리적이다. 따라서 적절한 평균 온도차에 관한 상관식은 식(2.2)과 같으며, 이는 수학적인 유도과정을 통해 얻어진 값이다[30].

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} = \frac{(T_{h,2} - T_{c,2}) - (T_{h,1} - T_{c,1})}{\ln((T_{h,2} - T_{c,2}) / (T_{h,1} - T_{c,1}))} \quad (2.2)$$

$T_{h,2}$  : 배기가스 입구 온도(K)

$T_{c,2}$  : 건조공기 출구 온도(K)

$T_{h,1}$  : 배기가스 출구 온도(K)

$T_{c,1}$  : 건조공기 입구 온도(K)

식(2.2)으로 평균온도차를 구하고, 식(2.1)을 통해 열전달을 구할 수 있다. 그러나 이 방법을 사용할 때 온도정보를 두 개만 알고 있을 경우에는 반복계산을 해야 하므로 계산 시간이 길어질 수 있다는 단점이 있다.

본 연구에서는 기본적으로 LMTD법을 사용했지만 특정 상황에 대해서 다음과 같은  $\epsilon$ -NTU법(Effectiveness & number of transfer units method)도 사용하였다. NTU에 관한 상관식은 식(2.3)과 같다.

$$NTU = \frac{U \cdot A}{\dot{m} \cdot c_p} \quad (2.3)$$

$\dot{m}$  : 질량유동률(kg/s)

$C_p$  : 정압비열(kJ/kg·K)

위의 식(2.3)을 사용하면 NTU법으로 열전달을 계산할 수 있다. 여기서 NTU 값은 다양한 실험에 의해서 가습기의 종류마다 상관식의 형태로 나타나 있다.  $\epsilon$ -NTU법은 열·물질교환기의 해석에 있어서도 유용한 방법이다. 다양한 형상과 물리적인 작동환경에 따른 여러 가지 해석에 유용하다.

Fig. 2.5는 직교류형 열교환기의  $\epsilon$ -NTU 상관도를 나타낸 것이다<sup>[31]</sup>. 열교환기의 NTU 값을 알면 그래프를 통해 유용도를 쉽게 찾을 수 있다. 예를 들어 NTU가 3이라면, 그래프에 표시된 점선과 같이 선을 연결하여 열교환기의 유용도가 0.68임을 알 수 있다.

물질전달에 따른 열전달 특성은 복잡하기 때문에 막가습기의 열·물질전달에 대한  $\epsilon$ -NTU 상관식 개발은 많은 실험이 필요하다. 그 동안 열·물질전달 분야에 대한 다양한 연구가 진행되었고, 이 연구들의 목적은 가습기의 열·물질전달과 NTU에 대한 상관식을 구하는 것이었다. 이를 위해서는 물질전달저항을 명확히 구한 후 총합열전달계수를 구할 필요가 있었다.

Zhang L.Z (2013)의 연구에서 이러한 식들을 자세히 소개하고 있다. 이 연구에서는 대향류, 평행류, 직교류 등의 유동조건에 따른 관형 및 편형 열교환기와 막가습기 및 막제습기에 대한 상관식을 등을 소개하였다<sup>[32]</sup>.

실험을 통해서 검증된 상관식을 사용하면 열교환기 해석에 있어서 빠른 모델링이 가능하고, 신뢰성이 보장되므로 다양한 열교환기 시스템에 대한 비교 연구에 적합할 수 있다고 판단된다. 하지만 LMTD법과 마찬가지로  $\epsilon$ -NTU법은 열교환기 해석을 포괄적인 관점에서 접근할 뿐 열교환기 내부 형상에 관해서는 고려하지 않는다<sup>[34]</sup>. 반면, 내부유동은 상용 CFD컴퓨터 코드를 이용하여 정밀하게 계산될 수 있다. 그렇지만 정밀한 계산에는 계산시간이 오래 걸리기 때문에 전체적인 시스템을 분석하기에 부적합하다. 따라서 LMTD법 및  $\epsilon$ -NTU법은 시스템 분석에 있어서 유리할 수 있는 방법이다. 특히  $\epsilon$ -NTU법은 불필요한 반복계산을 사용하지 않기 때문에 시스템 해석 모델을 개발함에 있어서 간편하며, 계산시간을 단축시키기 용이하므로 전체 시스템에 사용하기 적합한 해석방법이다.

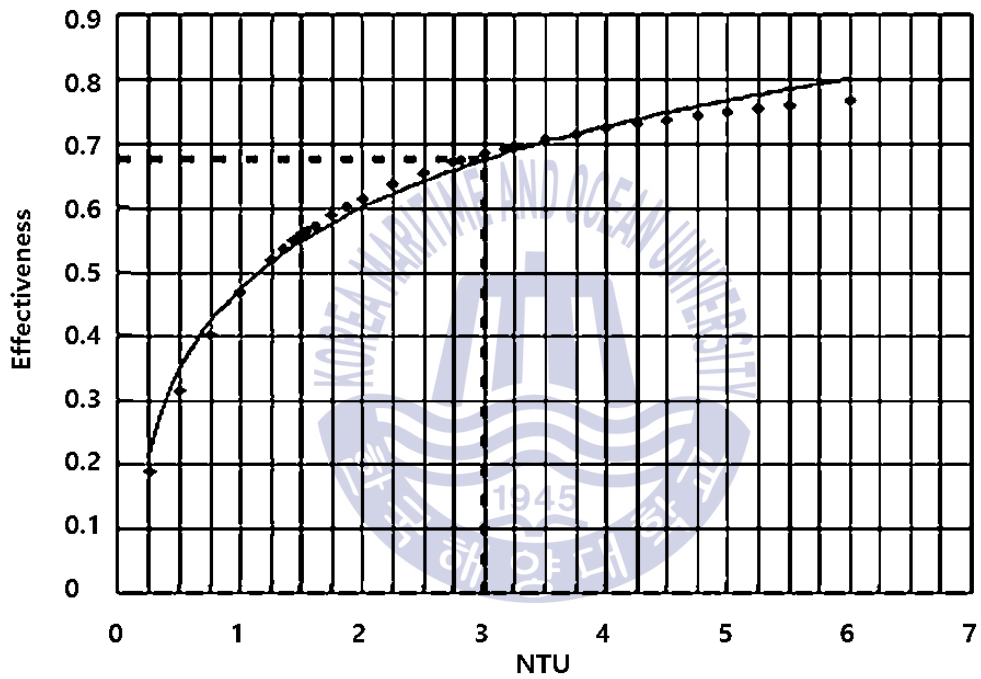


Fig. 2.5 Experimental data of effectiveness for various NTU number of cross flow heat exchanger<sup>[24]</sup>

식(2.1) 및 식(2.3)의 총합열전달계수에 관한 상관식은 식(2.4)과 같다.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_d} + \frac{1}{h_e} + \frac{t_m}{k_m}} \quad (2.4)$$

$h_d$  : 건조공기층의 대류열전달계수(W/m<sup>2</sup>·K)

$h_e$  : 배기가스층의 대류열전달계수(W/m<sup>2</sup>·K)

$t_m$  : 막의 두께(m)

$k_m$  : 막의 열전도계수(W/m·K)

식(2.4)의 대류열전달계수에 관한 상관식은 식(2.5)과 같다.

$$h = Nu \cdot \frac{k_{eff}}{D} \quad (2.5)$$

$Nu$  : 누셀수(-)

$k_{eff}$  : 유효열전도계수(W/m·K)

$D$  : 수력학적직경(m)

식(2.5)의 수력학적직경은 막가습기에서는 다관의 표면적의 합을 단관의 표면적으로 가정했을 때의 직경이다. 발포금속 막가습기에서는 공극률을 고려한 관의 직경이다.

열전도현상은 금속 부분뿐만 아니라 유체 내에서도 일어나는데 두 가지 열전도에 대한 총합열전도계수는 유효전도계수로 불린다. 선행 연구를 살펴보면 유효열전도계수(Effective Thermal Conductivity)는 계산영역의 온도구배와 이를 통한 열전달률을 이용하여 계산되고, 그동안 사용되어진 상관식은 식(2.6)과 같다.

$$k_{eff} = \frac{q}{\Delta T / C_s} \quad (2.6)$$

$q$  : 열전달률(kW)

$\Delta T$  : 평균온도차(K)

$C_s$  : 형상계수(-)

식(2.6)을 통하여 유효열전도계수에 대한 실험이 행해졌으며, 최근의 특정한 연구들은(Cha, et al., 2011, Park and Hartley, 1999 & Kim and Ro, 1986.) 위의 식보다 더 개선된 식을 사용하여 실험을 진행하고 있다[33, 34, 35].

유효열전도계수에 대한 최초의 연구는 Maxwell (1954)로부터 시작되었으며, 모래, 실린더나 구체의 충전층, 섬유계단열재 등의 다공성매체에 유체를 가득 채웠을 때의 유효열전도계수에 대한 이론적인 연구가 진행되었다[36].

여러 상이 포함된 시스템에서 전도현상은 다양한 상태에 의해 결정되는데, 각각의 상들은 열전도계수가 다르기 때문에 상대체적율에 의해 유효열전도계수가 결정되며, 그동안 간단히 사용된 상관식은 식(2.7)과 같다.

$$k_{eff} = \epsilon \cdot k_f + (1 - \epsilon) \cdot k_s \quad (2.7)$$

$\epsilon$  : 공극률(-)

$k_f$  : 유체의 열전도계수(W/m·K)

$k_s$  : 발포금속의 열전도계수(W/m·K)



위의 식(2.7)은 그동안 금속 부분과 유체 간의 열전도계수 차이가 크지 않은 시스템을 잘 설명할 수 있었다. 하지만, 유효열전도계수는 세포구조의 배치형상에 의해서도 영향을 받는데, 배치에 따라 금속과 유체 간의 국부적인 온도차에 의한 열전도현상이 일어날 수 있기 때문이다. 실제로는 세포구조의 배치형상이 불규칙성을 띄기 때문에 금속과 유체 간의 열전도계수의 차이가 클수록 실제 열전도 현상의 비선형성이 커지게 된다. 이러한 비선형성은 발포금속 같은 다공성 매체에서의 열전달을 연구하는데 있어서 중요한 연구대상이다. 따라서 최근까지 모래나 설탕과 같은 분체, 섬유계단열재, 필터 같은 충전층 등의 다양한 다공성매체의 유효열전도계수에 대한 다양한 연구가 진행되어 왔다.

이와 같은 연구로 먼저, Tien & Vafai (1979)의 연구는 섬유계단열재의 세포구조의 불규칙한 배치형상을 2차원적인 통계적 구조해석을 통해 분석하였으며, 시뮬레이션을 진행하였다. 이를 통해 섬유계단열재의 유효열전도계수의 통계적인 범위를 알 수 있었다<sup>[37]</sup>. Nozad, et al. (1985)의 연구는 유체와 금속 부분의 열전도계수의 비가 8000인 시스템에 대한 2차원 해석과 실험을 진행하였다. 이처럼 열전도계수의 비가 큰 시스템에서의 2차원적인 해석은 세포구조의 불규칙한 배치형상에 따른 비선형성을 고려하여 유효열전도계수를 계산함에 있어서 효과적임을 입증하였다<sup>[38]</sup>. Sahraoui & Kaviany (1993)의 연구는 유체를 무차원적인 벌크와 같이 계산한 모델에서는 불규칙한 세포구조의 배치형상에 따른 국부온도차를 고려하지 않았기 때문에 전체 열전달 계산에서 오차를 보임을 밝히고 있다. 또한 금속 부분에서의 점착조건을 무시함으로써 열전달 계산이 오차를 보일 수 있음을 보였다<sup>[39]</sup>.

Table 2.1은 다양한 발포금속 모델에서 유체에 대한 금속의 열전도계수비를 나타낸 것이다.

**Table 2.1** Properties of various models of porous metal foam

| 모델           | Zehner-Schlunder et al <sup>[40]</sup> . | Nozad et al <sup>[41]</sup> . | Hsu et al <sup>[42]</sup> . | Boomsma et al <sup>[43]</sup> . |
|--------------|--|-------------------------------|-----------------------------|---------------------------------|
| 금속/유체 열전도계수비 | 100                                      | <2000                         | >2000                       |                                 |
| 공극률          | 0.6                                      | <0.8                          | <0.8                        | >0.9                            |
| 연구재료         | 성애                                       |                               |                             | 알루미늄 발포금속                       |

Zehner & Schlunder (1970)의 모델은 열교환기, 에어컨 등에 생기는 성에서의 금속과 유체 간의 유효열전도계수를 계산하기 위한 모델인데, 이때 성의 공극률은 0.6정도이고, 금속과 유체 간의 열전도계수비는 100정도이다. Nozad et al. (1985)의 연구는 Zehner & Schlunder (1970)의 모델이 공극률 0.6에서 금속과 유체 간의 열전도계수비가 2000이하인 다공성매체에서 실험값을 잘 만족함을 입증했다. Hsu, et al. (1994)의 연구는 Zehner & Schlunder (1970)의 모델을 발전시킨 모델을 소개하였으며, 금속과 유체 간의 열전도계수비 범위가 2000이상인 경우에는 금속과 유체의 접촉면에 대한 영향을 고려하여 모델링하는 것이 실험값을 더 잘 만족시킴을 보였다.

위와 같은 연구들은 주로 0.8이하의 낮은 다공성을 가진 물질들의 현상을 충분히 만족한다. 하지만 이러한 모델들은 발포금속과 같은 0.8 이상의 높은 다공성을 가진 물질들에 대한 현상을 만족하지 않는다. 이러한 상황에 대한 해결로써 Calmidi & Mahajan (1999)의 연구는 0.9이상의 공극률을 가진 알루미늄 발포금속에서의 유효열전도계수에 관한 실험을 진행하였다. 연구에 따르면 그동안 개발된 모델들은 발포금속과 같은 높은 다공성을 가진 물질들을 정확히 묘사할 수 없었다<sup>[44]</sup>. 그 이후 Boomsma & Poulikakos (2001)의 연구는 Calmidi & Mahajan (1999)의 연구를 3차원적인 구조로 모델링하였고, 이 모델은 그동안 설명이 어려웠던 높은 공극률의 발포금속에 대한 실험값을 만족하였다<sup>[43]</sup>.

Zhao (2012)의 연구에 의하면 유효열전도계수에 관한 상관식은 식(2.8)과 같다<sup>[45]</sup>. 또한 본 연구에서는 이 식을 사용하였다.

$$k_{i,eff} = \frac{k_s}{\sqrt{2}} \cdot \left\{ \frac{4 \cdot \lambda}{2e^2 + \pi \cdot \lambda \cdot (1-e)} + \frac{3 \cdot e - 2 \cdot \lambda}{e^2} \right\}^{-1} + \frac{(\sqrt{2} - 2 \cdot e)^2}{2\pi \cdot \lambda^2 \cdot (1 - 2 \cdot e \cdot \sqrt{2})} \quad (2.8)$$

$$\lambda = \sqrt{\frac{\sqrt{2} \cdot (2 - (5/8) \cdot e^3 \cdot \sqrt{2} - 2 \cdot e)}{\pi \cdot (3 - 4 \cdot e \cdot \sqrt{2} - e)}}, \quad e = 0.339$$

Paek, et al. (2000)의 연구에서는 알루미늄 발포금속에서의 공극의 크기에 따른 투과율과 유효열전도계수의 상관관계에 대한 실험적인 연구가 진행되었다. 일차원적인 열전도를 고려한 결과 공극률이 감소함에 따라 유효열전도계수가 증가하였지만, 투과율에 따른 유효열전도계수는 변화가 없었다[46]. 그 당시에는 기술적인 문제로 인해 발포금속 제작을 위해 제한적인 재료만을 사용할 수 있었기 때문에 알루미늄에 대한 실험들이 진행 되었다. 하지만 근래에 들어서 기술적인 진보에 의해 스틸알로이 합금, 니켈, 구리 등의 값싼 발포금속을 제작할 수 있게 되었으며, 아직 이러한 재료에 대한 실험은 부족하기 때문에, 추가적인 실험이 필요할 것으로 보인다.



### 2.2.2 국부온도 차이에 의한 전도열전달 촉진

Bhattacharya (2002)의 연구에 의하면, 발포금속의 금속 부분과 유체 간의 세포구조 배치형상에 따른 국부온도차가 존재할 수 있으며, 이로 인해 열확산이 일어날 수 있다. 이 때, 이러한 현상은 유체가 공기일 경우 무시할 수 있는 것으로 나타났다<sup>[47]</sup>. 이러한 이유로는 열확산 효과는 유체와 발포금속의 경계에서의 온도 차이에 의해 나타나며, 이 값이 유체가 물일 때에는 크지만, 유체가 공기일 경우에는 매우 작기 때문이다. 하지만 Hsieh & Lu (2000)의 연구에 의하면 유체가 공기라 할지라도 만약 발포금속의 공극률이 크지 않다면 열확산 효과는 커지며 무시할 수 없게 된다. 왜냐하면 공극률이 0.8 이하일 때에는 금속 부분의 상대체적율이 높기 때문에 국부 온도차가 증가하며, 이에 따라 열확산을 통한 전도열전달이 일어날 수 있기 때문이다<sup>[48]</sup>. 이와 같은 이유로 만약 열확산효과가 있다면 시스템 해석에 있어서 비선형성이 증가하므로 이차원적인 해석을 해야 한다. 즉, 열전달은 두 방향 이상으로 일어날 수 있기 때문에 시스템 해석이 복잡해지게 되는 것이다. 반면, 열확산 효과를 무시할 수 있는 경우에는 열전달은 한 방향으로만 일어나기 때문에 일차원적인 시스템 해석이 가능하여 간단해지게 된다.

본 연구의 가습기 시스템에서의 발포금속에 공급되는 유체는 공기이기 때문에 비선형성이 작지만 발포금속의 공극률에 따른 특성들을 정밀하게 분석하기 위하여 열확산효과를 고려하였다. 이러한 고려에 있어서는 실험에 의한 무차원 상관식을 찾아서 적용하였기 때문에 시뮬레이션 속도에는 영향이 없었다.

### 2.2.3 열전도계수 차이에 의한 전도열전달 촉진

발포금속의 금속 부분과 유체부분의 열전도계수 차이에 의한 열전달 촉진이 일어날 수 있다. Boomsma & Poulikakos (2001)의 연구는 유체의 열전도계수가 작을수록 금속과의 열전도계수 차이가 크기 때문에 금속 부분을 통한 열전달 촉진 효과가 큼을 알아냈다. 즉, 금속의 열전달 촉진은 유체가 물일 때보다 공기일 때 크다. 이 연구에서 공기와 금속의 열전도계수의 비는 8200배이며, 물과 금속의 열전도계수의 비는 356배로 나타났다<sup>[48]</sup>. 이 때, 본 연구의 가습기의 유체가 공기이기 때문에 금속과의 열전도계수 차이가 크게 날 것이며, 이에 따른 발포금속의 열전달 촉진현상은 크게 일어날 것이다. 따라서 이러한 수치적인 양을 알아내기 위해 발포금속 사용에 따른 유효열전도계수 증가에 초점을 맞추어, 가습기 열전달 효율 특성 분석을 진행하였다.

기존의 Kim, et al. (2000)의 연구에 의하면 이러한 열전도계수에 따른 열전달 촉진이 상당하기 때문에 열교환기에 알루미늄 발포금속을 사용하는 것이 기존의 판형 열교환기에서의 Louvered 핀을 사용하는 것 보다 열전달이 큰 것으로 나타났으며, 발포금속을 사용했을 때 생기는 차압은 핀을 사용하는 것보다 높아지는 것으로 나타났다<sup>[49]</sup>. 이는 열전달 촉진에 의해 열전달이 증가하지만, 차압 증가에 따른 펌프의 소요일이 증가하여 효율이 감소될 수 있음을 의미한다. 또한 Lu, et al. (2006)의 연구에 의하면 발포금속의 공극밀도(ppi; pore per inch)가 증가할수록 누셀수가 급격히 증가 하지만, 차압도 증가하는 것으로 나타났다.<sup>[50]</sup> 이는 발포금속의 공극밀도를 증가시키면 누셀수가 증가되므로, 이를 통해 가습기의 열·물질전달률을 향상을 시킬 수 있는 반면, 차압의 증가로 인해 펌프 소요일이 증가하게 되는 효과로 인해 시스템 전체 효율이 감소할 수 있다. 따라서 이러한 발포금속의 재질과 종류에 따른 가습기 열·물질전달 특성에 관한 연구가 부족하므로 이 부분에 대한 연구가 필요할 것으로 판단된다.

## 2.2.4 대류열전달

Calmidi & Mahajan (2000)의 연구에 의하면 발포금속이 충전된 유로에 있어서의 레이놀즈수 및 프란틀 수에 따른 누셀수에 관한 상관관계에 대해서 보이고 있으며, 본 연구에서의 가습기 운전 조건에 적합한 상관식은 식(2.9)과 같다[51].

$$Nu = C_T \cdot Re^{0.5} \cdot Pr^{0.37}, (40 < Re < 1000) \quad (2.9)$$

$C_T$  : 비례상수(-)

$Re$  : 레이놀즈수(-)

$Pr$  : 프란틀 수(-)

위의 연구에서는 다양한 알루미늄 발포금속 유로에서의 국부적인 열확산을 고려한 모든 모델에 대해 적용할 수 있는 상관식이 연구되었다. 이 때, 실험을 통해 측정된 상수( $C_T = 0.52$ )를 사용하는 것이 적절하다는 것을 밝혔다.

식(2.9)의 프란틀 수는 식(2.10)과 같다.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (2.10)$$

$\nu$  : 동점성계수( $m^2/s$ )

$\alpha$  : 열확산계수( $m^2/s$ )

막가습기의 레이놀즈수는 식(2.11)과 같이 나타낸다.

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu} \quad (2.11)$$

$v$  : 유체의 평균 속도(m/s)

한편 막가습기에 대한 식(2.11)과 달리 Dukhan & Patel (2008)의 연구에 의하면 그 동안 발포금속 유로에서의 레이놀즈에 관한 식으로써 사용된 상관식은 식(2.12)과 같다[52].

$$Re = v_s \cdot \frac{\sqrt{K}}{\nu} \quad (2.12)$$

$v_s$  : 공탐속도(m/s)

$K$  : 투과율(m<sup>2</sup>)



그러나 다양한 연구들(Hwang, et al., 2002; Kim, et al., 2000; Boomsma, et al., 2003)은 투과율  $K$ 는 단지 구조에 의존적인 인자이며, 속도에는 상관없는 인자임을 보여주고 있다. 실제로 발포금속 유로에서의 투과율은 같은 형상이라 할지라도 속도에 따라 달라진다. 반면, 표면적밀도는 순수하게 형상에만 상관있는 인자이다. 투과율은 압력차로부터 계산되는 반면, 표면적밀도는 실험적으로 측정 가능한 인자이다[53~55]. 따라서 투과율을 사용한 식보다는, 표면적밀도를 사용한 식을 사용하는 것이 형상에 따른 계산 정확도가 높다. 왜냐하면 실제로는 속도에 따라서 유체와 금속 간의 점착조건이 변하여 실제 투과율은 변화하기 때문이다.

따라서 본 연구에서는 Dukhan & Patel (2008)의 발포금속 유로에서의 레이놀즈수에 관한 식(2.13)을 사용하였다[56]. 표면적밀도에 관한 상관식은 식(2.14), 금속 부분의 평균직경은 식(2.15)과 같다[57].

$$Re = v_s \cdot \frac{(1/A_e)}{\nu} \quad (2.13)$$

$$A_e = \frac{4}{d_s} \cdot (1 - \epsilon) \quad (2.14)$$

$$d_s = d_a \cdot \sqrt{\frac{4}{3\pi} \cdot (1 - \epsilon)} \quad (2.15)$$

$A_e$  : 표면적밀도( $m^2/m^3$ )

$d_a$  : 발포금속 공극의 평균직경(m)

$d_s$  : 발포금속의 금속 부분(Strut)의 평균직경(m)

식(2.13)에서 공탐속도를 사용하는 이유는 실제현상에서 유체의 속도는 발포금속의 형상에 따라 복잡하게 바뀌기 때문에 알기가 어렵다. 따라서 보통 차압이나 누셀 수 등은 공탐속도에 따른 상관식으로써 실험을 통해 알려지고 있으며, 표면적밀도는 형상에 따른 물성치로써 실험을 통해 알아내고 있다. 따라서 레이놀즈수나 누셀 수 등을 구할 때 공탐속도와 발포금속의 물성치인 표면적밀도, 비체적에 관한 식을 사용해서 쉽게 구할 수 있다.

다음으로 발포금속 내에서의 압력차에 대해 살펴본다. 본 연구에 사용된 가습기의 사양에 맞는 적합한 식을 개발하기 위해서, Giani & Groppi (2005)의 모델[58]에 사용된 상관식을 참고하였으며, 이 식에서 상수 값을 수정하는 방식으로 연구가 진행되었다. 개발될 식의 결과값을 Lacroix, et al., (2007)의 실험값과



비교하여 오차를 줄이는 방식으로 진행되었다[59]. 이에 대한 세부적인 결과는 4.1.2절에서 자세히 살펴볼 수 있다. 건조공기측의 압력차는 식(2.16)과 같고, 배기가스측의 압력차는 식(2.17)과 같다.

$$\frac{\Delta P}{L} = 10.9 \cdot \frac{d_a^3}{2 \cdot (d_a - d_s)^4 \cdot d_s} \cdot \mu \cdot v_s + 1.36 \cdot \frac{d_a^3}{2 \cdot (d_a - d_s)^4} \cdot \rho \cdot v_s^2 \quad (2.16)$$

$$\frac{\Delta P}{L} = 9.5 \cdot \frac{d_a^3}{2 \cdot (d_a - d_s)^4 \cdot d_s} \cdot \mu \cdot v_s + 1.54 \cdot \frac{d_a^3}{2 \cdot (d_a - d_s)^4} \cdot \rho \cdot v_s^2 \quad (2.17)$$

$\mu$  : 점성계수(kg·s/m<sup>2</sup>)

$\rho$  : 유체의 밀도(kg/m<sup>3</sup>)



## 2.3 물질전달

배기가스측의 습한 배기가스로부터 건조공기측의 건조한 공기로의 수분 물질 전달률에 관한 상관식은 식(2.18)과 같다[60-62].

$$\frac{dm_{v,tr}}{dt} = D_{w,eff} \cdot \frac{C_e - C_d}{0.5 \cdot t_m} \cdot M_v \cdot A_m \quad (2.18)$$

$\frac{dm_{v,tr}}{dt}$  : 물질전달률(kg/s)

$D_{w,eff}$  : 유효물질전달계수(m<sup>2</sup>/s)

$C_e$  : 배기가스측의 수분농도(kmol/m<sup>3</sup>)

$C_d$  : 건조공기측의 수분농도(kmol/m<sup>3</sup>)

$t_m$  : 막의 두께(m)

$M_v$  : 수분의 물질량(kg/kmol)

$A_m$  : 막의 표면적(m<sup>2</sup>)

식(2.18)의 유효물질전달계수에 관한 상관식은 식(2.19)과 같다[63].

$$D_{w,eff} = D_w \cdot \epsilon^{1.5} \quad (2.19)$$

$D_w$  : 수분의 유체 온도에 따른 물질전달계수(m<sup>2</sup>/s)

식(2.19)의  $D_w$ 에 관한 상관식은 식(2.20)으로 나타낼 수 있다.

$$D_w = D_0 \cdot \left( \frac{T}{T_0} \right)^{1.5} \cdot \left( \frac{P}{P_0} \right) \quad (2.20)$$

$D_0$  : 표준상태의 막의 온도에 따른 물질전달계수( $m^2/s$ )

$T_0$  : 표준온도(273.15K)

$P_0$  : 표준기압(131.3kPa)

식(2.20)의  $D_0$ 에 관한 상관식은 식(2.21)과 같다<sup>[64]</sup>.

$$D_0 = D_\lambda \cdot \exp \left[ 2416 \cdot \left( \frac{1}{303} - \frac{1}{T_m} \right) \right] \quad (2.21)$$

$D_\lambda$  : 막의 함수율에 따른 수분의 물질전달계수( $m^2/s$ )

$T_m$  : 막의 온도(K)

식(2.21)의  $D_\lambda$ 에 관한 상관식은 식(2.22)과 같다.

$$D_\lambda = \left. \begin{cases} 10^{-6}, & \lambda_m < 2 \\ 10^{-6} \cdot [1 + 2 \cdot (\lambda_m - 2)], & 2 \leq \lambda_m \leq 3 \\ 10^{-6} \cdot [3 - 1.67 \cdot (\lambda_m - 3)], & 3 < \lambda_m < 4.5 \\ 1.25 \cdot 10^{-6}, & \lambda_m \geq 4.5 \end{cases} \right\} \quad (2.22)$$

$\lambda_m$  : 막의 평균 함수율(-)

식(2.22)의 막의 함수율에 관한 상관식은 식(2.23)과 같다.

$$\lambda = \begin{cases} 0.043 + 17.8 \cdot a - 39.85 \cdot a^2 + 36.0 \cdot a^3, & 0 < a \leq 1 \\ 14 + 14 \cdot (a - 1), & 1 < a \leq 3 \end{cases} \quad (2.23)$$

$\lambda$  : 막의 함수율(-)

$a$  : 수분의 활동도(-)

식(2.23)의 수분의 활동도에 관한 상관식은 식(2.24)과 같다.

$$a = \frac{P_v}{P_{sat}} \quad (2.24)$$

$P_v$  : 수분의 분압(Pa)

$P_{sat}$  : 포화수증기압(Pa)

식(2.18)의 수분의 농도에 관한 상관식은 식(2.25)과 같다.

$$C = \frac{\rho_{mem-dry}}{M_{mem-dry}} \cdot \lambda \quad (2.25)$$

$C$  : 수분의 농도(kmol/m<sup>3</sup>)

$\rho_{mem-dry}$  : 건조 상태의 막의 밀도(kg/m<sup>3</sup>)

$M_{mem-dry}$  : 건조 상태의 막의 물질량(kg/kmol)

## 2.4 에너지보존

에너지 보존식은 건조공기측과 배기가스측의 두 개의 검사체적으로 나뉘며 먼저 건조공기측의 경우에는 식(2.26)과 같다<sup>[30]</sup>.

$$\begin{aligned} & \dot{m}_{d,v,o} \cdot h_{d,v,o} + \dot{m}_{d,a,o} \cdot h_{d,a,o} \\ & = \dot{Q}_d + \dot{m}_{d,a,i} \cdot h_{d,a,i} + \dot{m}_{d,v,i} \cdot h_{d,v,i} + \dot{m}_{tr,v,i} \cdot h_{tr,v,i} \\ & - (\dot{m}_{d,v} \cdot u_{d,v} + \dot{m}_{d,v} \cdot u_{d,v} + \dot{m}_{d,a} \cdot u_{d,a} + \dot{m}_{d,a} \cdot u_{d,a}) \end{aligned} \quad (2.26)$$

$m$  : 질량(kg),  $h$  : 엔탈피(kJ),  $Q$  : 열전달(kJ),  $u$  : 내부에너지(kJ),

$\dot{\phantom{x}}$  : 시간에 따른 변화율( $\frac{d}{dt}$ ),  $d$  : 건조공기측(튜브측),  $e$  : 배기가스측(셀측),

$v$  : 수증기,  $a$  : 공기,  $o$  : 출구,  $i$  : 입구,  $tr$  : 물질전달

식(2.26)은 수분을 제외한 순수한 공기와 수분으로 나뉘어서 서술되었다. 건조공기측에서 공기와 수분의 에너지 유출률은 건조공기측으로의 공기와 수분의 에너지 유입률과 배기가스측으로부터의 물질전달을 통한 수분 에너지 유입률의 합에서 검사체적의 내부에너지 변화율을 빼 값과 같으므로 위와 같은 식으로 나타낼 수 있다.

식(2.26)을 온도에 관한 식으로 만들기 위해 식(2.27)을 사용한다.

$$\frac{du}{dt} = C_V \cdot \frac{dT}{dt}, \quad \frac{dh}{dt} = C_p \cdot \frac{dT}{dt} \quad (2.27)$$

$C_V$  : 정적비열(kJ/kg·K)

$C_p$  : 정압비열(kJ/kg·K)

$T$  : 온도(K)

위의 식(2.27)을 식(2.26)에 대입하여 내부에너지와 엔탈피를 소거해보면 식(2.28)을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned}
 & \dot{m}_{d,v,o} \cdot C_{p,d,v} \cdot T_{d,o} + \dot{m}_{d,a,o} \cdot C_{p,d,a} \cdot T_{d,o} \\
 & = \dot{Q}_d + \dot{m}_{d,a,i} \cdot C_{p,d,a} \cdot T_{d,i} + \dot{m}_{d,v,i} \cdot C_{p,d,v} \cdot T_{d,i} \\
 & + \dot{m}_{d,v,tr} \cdot C_{p,d,v} \cdot T_{d,tr} - \dot{m}_{d,a} \cdot C_{V,d,a} \cdot T_{d,o} \\
 & - m_{d,a} \cdot C_{V,d,a} \cdot T_o - \dot{m}_{d,v} \cdot C_{V,d,v} \cdot T_{d,o} - m_{d,v} \cdot C_{V,d,v} \cdot T_{d,o}
 \end{aligned} \tag{2.28}$$

건조공기 출구온도를 구하기 위해 식(2.28)을 적분하여 정리하면 식(2.29)을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned}
 & m_{d,a} \cdot C_{V,d,a} \cdot \dot{T}_{d,o} + m_{d,v} \cdot C_{V,d,v} \cdot \dot{T}_{d,o} \\
 & = \dot{Q}_d + \dot{m}_{d,a,i} \cdot C_{p,d,a} \cdot T_{d,i} + \dot{m}_{d,v,i} \cdot C_{p,d,v} \cdot T_{d,i} \\
 & + \dot{m}_{d,v,tr} \cdot C_{p,d,v} \cdot T_{d,tr} - \dot{m}_{d,v,o} \cdot C_{p,d,v} \cdot T_{d,o} \\
 & - \dot{m}_{d,a,o} \cdot C_{p,d,a} \cdot T_{d,o} - \dot{m}_{d,a} \cdot C_{V,d,a} \cdot T_{d,o} - \dot{m}_{d,v} \cdot C_{V,d,v} \cdot T_{d,o}
 \end{aligned} \tag{2.29}$$

식(2.29)을 정리하면 다음과 같은 식(2.30)을 얻을 수 있다.

$$T_{d,o} = \int \frac{\left\{ \dot{Q}_d + \dot{m}_{d,a,i} \cdot C_{p,d,a} \cdot T_{d,i} + \dot{m}_{d,v,i} \cdot C_{p,d,v} \cdot T_{d,i} + \dot{m}_{d,v,tr} \cdot C_{p,d,v} \cdot T_{d,tr} \right\}}{2 \cdot (m_{d,a} \cdot C_{v,d,a} + m_{d,v} \cdot C_{v,d,v})} dt \tag{2.30}$$

식(2.30)을 이용하면 건조공기 출구측의 유체 온도를 계산할 수 있다. 결국 알고 있는 값인 질량유량, 비열, 엔탈피, 내부에너지를 이용하여 온도를 계산하게 되는데, 이를 위해서는 모르는 값인 열전달률을 계산할 필요가 있다. 이를 위해서는 배기가스 출구측의 유체 온도를 알아야 하는데, 이 또한 모르기 때문에 배기가스측의 에너지 보존식도 필요하며, 다음의 식(2.31)과 같이 나타난다. 식의 유도 과정은 건조공기측과 동일한 방식으로 전개 된다.

$$\begin{aligned}
& \dot{m}_{e,v,o} \cdot h_{e,v,o} + \dot{m}_{e,a,o} \cdot h_{e,a,o} \\
& = \dot{Q}_e + \dot{m}_{e,a,i} \cdot h_{e,a,i} + \dot{m}_{e,v,i} \cdot h_{e,v,i} + \dot{m}_{e,v,tr} \cdot h_{e,v,tr} \\
& - (\dot{m}_{e,v} \cdot u_{e,v} + m_{e,v} \cdot \dot{u}_{e,v} + \dot{m}_{e,a} \cdot u_{e,a} + m_{e,a} \cdot \dot{u}_{e,a})
\end{aligned} \tag{2.31}$$

식(2.27)을 식(2.31)에 대입하면 다음과 같은 식(2.32)을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned}
& \dot{m}_{e,v,o} \cdot C_{p,e,v} \cdot T_{e,o} + \dot{m}_{e,a,o} \cdot C_{p,e,a} \cdot T_{e,o} \\
& = \dot{Q}_e + \dot{m}_{e,a,i} \cdot C_{p,e,a} \cdot T_{e,i} + \dot{m}_{e,v,i} \cdot C_{p,e,v} \cdot T_{e,i} \\
& + \dot{m}_{e,v,tr} \cdot C_{p,e,v} \cdot T_{tr} - \dot{m}_{e,a} \cdot C_{v,e,a} \cdot T_{e,o} \\
& - m_{e,a} \cdot C_{v,e,a} \cdot T_{e,o} - \dot{m}_{e,v} \cdot C_{v,e,v} \cdot T_{e,o} - m_{e,v} \cdot C_{v,e,v} \cdot T_{e,o}
\end{aligned} \tag{2.32}$$

식(2.32)을 적분하여 출구온도를 구하기 위해 정리해보면 다음과 같은 식(2.33)을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned}
& m_{e,a} \cdot C_{v,e,a} \cdot T_{e,o} + m_{e,v} \cdot C_{v,e,v} \cdot T_{e,o} \\
& = \dot{Q}_e + \dot{m}_{e,a,i} \cdot C_{p,e,a} \cdot T_{e,i} + \dot{m}_{e,v,i} \cdot C_{p,e,v} \cdot T_{e,i} \\
& + \dot{m}_{e,v,tr} \cdot C_{p,e,v} \cdot T_{e,tr} - \dot{m}_{e,v,o} \cdot C_{p,e,v} \cdot T_{e,o} \\
& - \dot{m}_{e,a,o} \cdot C_{p,e,a} \cdot T_{e,o} - \dot{m}_{e,a} \cdot C_{v,e,a} \cdot T_{e,o} - \dot{m}_{e,v} \cdot C_{v,e,v} \cdot T_{e,o}
\end{aligned} \tag{2.33}$$

식(2.33)을 정리하면 다음과 같은 식(2.34)을 얻을 수 있다.

$$T_{e,o} = \int \frac{\left\{ \dot{Q}_e + \dot{m}_{e,a,i} \cdot C_{p,e,a} \cdot T_{e,i} + \dot{m}_{e,v,i} \cdot C_{p,e,v} \cdot T_{e,i} + \dot{m}_{e,v,tr} \cdot C_{p,e,v} \cdot T_{e,tr} \right\}}{2 \cdot (m_{e,a} \cdot C_{v,e,a} + m_{e,v} \cdot C_{v,e,v})} dt \tag{2.34}$$

위의 식(2.34)을 사용하면, 배기가스 출구측의 유체 온도를 구할 수 있다.

## 2.5 질량보존

질량보존식은 두 개의 검사체적으로써 가습기 건조공기측과 배기가스측의 경우로 나뉜다. 건조공기측의 경우는 식(2.35), 배기가스측의 경우에는 식(2.36)과 같다<sup>[30]</sup>.

$$\dot{m}_d = \dot{m}_{d,a,i} + \dot{m}_{d,v,i} + \dot{m}_{tr,v,i} - \dot{m}_{d,a,o} - \dot{m}_{d,v,o} \quad (2.35)$$

$$\dot{m}_e = \dot{m}_{e,a,i} + \dot{m}_{e,v,i} - \dot{m}_{tr,v,o} - \dot{m}_{e,a,o} - \dot{m}_{e,v,o} \quad (2.36)$$

건조공기측에서는 공기와 수분의 질량이 유입되며, 막으로의 확산물질전달을 통해서 배기가스측으로부터 수분이 유입된다. 출구로는 가습된 건조공기의 공기와 수분이 유출되므로 위와 같은 식으로 건조공기측 내의 질량변화율을 정의할 수 있다. 또한 배기가스측에서는 배기가스의 공기와 수분이 유입되며, 막으로의 확산물질전달을 통해서 건조공기측으로 수분이 유출된다. 출구로는 수분을 잃은 배기가스의 공기와 수분이 유출되므로 위와 같은 식으로 배기가스측 내의 질량변화율을 정의할 수 있다. 만약 정상상태로 가정할 시에는 검사체적에 유·출입되는 유체의 질량은 평형상태를 이루기 때문에 내부의 질량은 일정하다고 할 수 있으며, 두 식의 좌변은 0이 된다. 따라서 향후 본 모델이 PEMFC 시스템 구성을 위해 사용된다고 한다면, 계산의 편의성을 위해 정상상태로 가정할 수 있다. 하지만 본 연구에서는 비정상상태에 대한 유체의 특성을 검토하기 위해서 위와 같은 식으로 구성하였다.



## 제 3 장 발포금속 막가습기의 시뮬레이션 모델링

### 3.1 물성치

Table 3.1은 모델에 사용된 막가습기 및 발포금속에 대한 세부사항을 나타낸 것이다. 발포금속의 종류는 효율이 높은 알루미늄계 합금 발포금속으로 설정하였다. 막가습기는 Perma Pure사 제품이며 모델명은 FC400-2500-15LP이다. 이는 연구 협력사로부터 제공받은 PEMFC 시스템 운전 실험에 사용된 막가습기 모델이다. 본 연구에서는 이 물성치로 구성된 시뮬레이션 모델을 사용하였다. 막가습기의 형상 또는 발포금속의 재질에 따른 열·물질전달 특성 분석에는 표에 나온 물성치가 변할 수 있다. 이런 경우에는 이 중에 한가지의 물성치만 변화시키면서 시뮬레이션을 하였다. 가령, 첫 번째 항목인 막의 두께의 변화에 따른 가습기의 열·물질전달 특성을 분석하기 위해 다른 물성치는 고정 시켰고, 막의 두께 값만 변화시키며 시뮬레이션을 진행하였다. 따라서 4장에서 연구 결과를 기술할 때, 대부분의 경우는 다음의 물성치를 언급하지 않았으나 형상 & 재료에 관한 연구에서는 변화된 물성치만 언급하였다.

**Table 3.1** Parameters of porous metal foam membrane humidifier

| Parameters                                 | Value                   |
|--|-------------------------|
| Thickness of the membrane                  | 0.000050(m)             |
| Dry equivalent weight of membrane          | 1.0(kg/mol)             |
| Dry density of membrane                    | 0.1(kg/m <sup>3</sup> ) |
| Inner diameter of the tube                 | 0.048000(m)             |
| Overall length of the tube                 | 0.381000(m)             |
| Inner diameter of the humidifier housing   | 0.182880(m)             |
| Porosity of metal foam                     | 0.95                    |
| Pore diameter of metal foam                | 0.001747(m)             |
| Thermal conductivity of stem of metal foam | 0.218(kW/m·K)           |

### 3.2 이상화 가정

본 연구는 시뮬레이션 결과값에 영향을 크게 미치지 않는 요소들에 대해 다음과 같이 이상화하여 가정하였다.

- 실제 공기는 보통 이상기체로 간주되며 본 연구의 가슴기 운전조건은 압력이 낮고 온도는 높아 이상기체의 가정을 만족시킨다. 즉, 이상기체 상태식을 사용할 수 있으며 유체는 압축되지 않으므로 밀도가 균일하다고 가정하였다.
- 가슴기의 운전환경은 정지되어 있는 상태 혹은 정속 운동 상태로 볼 수 있다고 가정할 수 있으며 위치에 따른 에너지는 매우 작으므로 운동에너지와 위치에너지는 무시하였다.
- 막은 공극직경이 매우 작은 물질로써 공기 분자가 통과하기 힘들며, 유체 간의 공기의 농도차는 막에서의 확산 현상이 일어나기에는 상당히 작으므로 막에서의 물질전달은 수분의 확산 물질전달만 일어난다고 가정하였다.
- 실제 현상에 있어서 가슴기의 운전온도가 낮기 때문에 충분한 단열을 통해 대기로의 열확산을 막을 수 있다. 즉, 완전 단열 조건으로써 대기로의 열손실이 일어나지 않는다고 가정하였다.
- 가슴 조건은 변하지 않는다고 가정하였다.
- 작동 온도의 범위에서 유체의 비열 변화는 0.2%내외이므로 비열은 일정하다고 가정하였다.
- 상변화는 일어나지 않으며 유체는 기상으로만 존재한다고 가정하였다.
- 함수율에 따른 막의 팽창·수축 효과는 검사체적의 부피에 비해 크지 않으며, 건조공기축과 배기가스축 간의 압력 차이에서 올 수 있는 부피 변화 효과 또한 크지 않다. 따라서 검사체적의 부피는 일정하다고 가정하였다.

### 3.3 모델 구성

#### 3.3.1 전체 구성

Matlab & simulink 프로그램은 다양한 블록들에 연산 코드가 내장되어 있으며, 각각의 블록들의 조합으로 전체적인 모델링 코드를 작성하였다. 또한 블록들의 조합을 다시 하나의 블록으로 나타냄으로써 직관적인 코드로 구성하였다.

Fig. 3.1은 시뮬레이션 모델의 구성을 나타낸 것이고, 좌측의 ①블록은 입력조건으로써 건조공기 및 배기가스의 유량, 온도, 압력, 상대습도, 산소비율의 10개의 조건이 들어간다. 입력값은 먼저 가운데 보이는 열전달 시뮬레이션 블록인 ②블록으로 들어간 후 건조공기 및 배기가스 출구의 상태를 계산하여 결과를 모니터링하고 기록하는 ③블록으로 들어간다. 또한 ②블록에서 계산된 수분의 활동도 및 막의 온도의 계산값은 ④블록으로 입력되어 수분 물질전달의 상태가 계산된다. 이 물질전달률은 다시 ②블록으로 입력되어 열전달 계산의 입력조건으로써 사용된다. 여기서 ② 및 ④ 블록은 내부에 연산 블록들의 구성으로 이루어진 집합체이다.



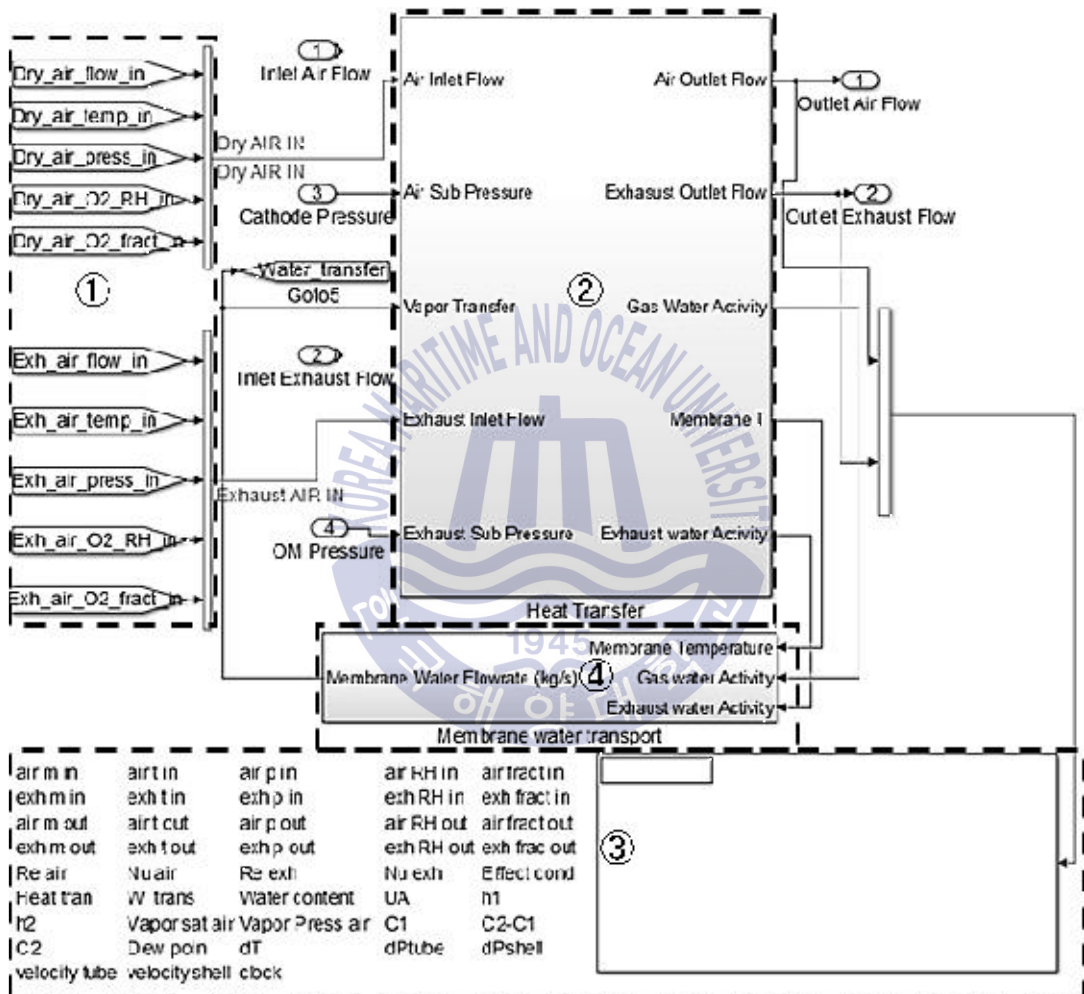


Fig. 3.1 Overall modeling block unit of humidifier

Fig. 3.2는 열전달 계산블록의 내부 모습을 나타낸 것이고, 열전달 계산블록은 건조공기 유로측에 대한 계산블록과, 배기가스 유로측에 대한 계산블록으로 이루어져 있다. ①블록에서 초기 입력조건으로 열전달률을 계산한 값이 블록 ② 및 ③으로 들어간다. 각각 건조공기 유로와 배기가스 유로의 출구상태를 계산하는 블록이며 ①블록에서 나온 결과값과 초기 입력조건을 가지고 출구상태를 계산한다. 이렇게 계산된 출구상태 결과값은 실시간으로 모니터링 및 기록되어지며 동시에 이 값은 다시 ①블록으로 입력되어 열전달을 계산하는 입력값이 된다.

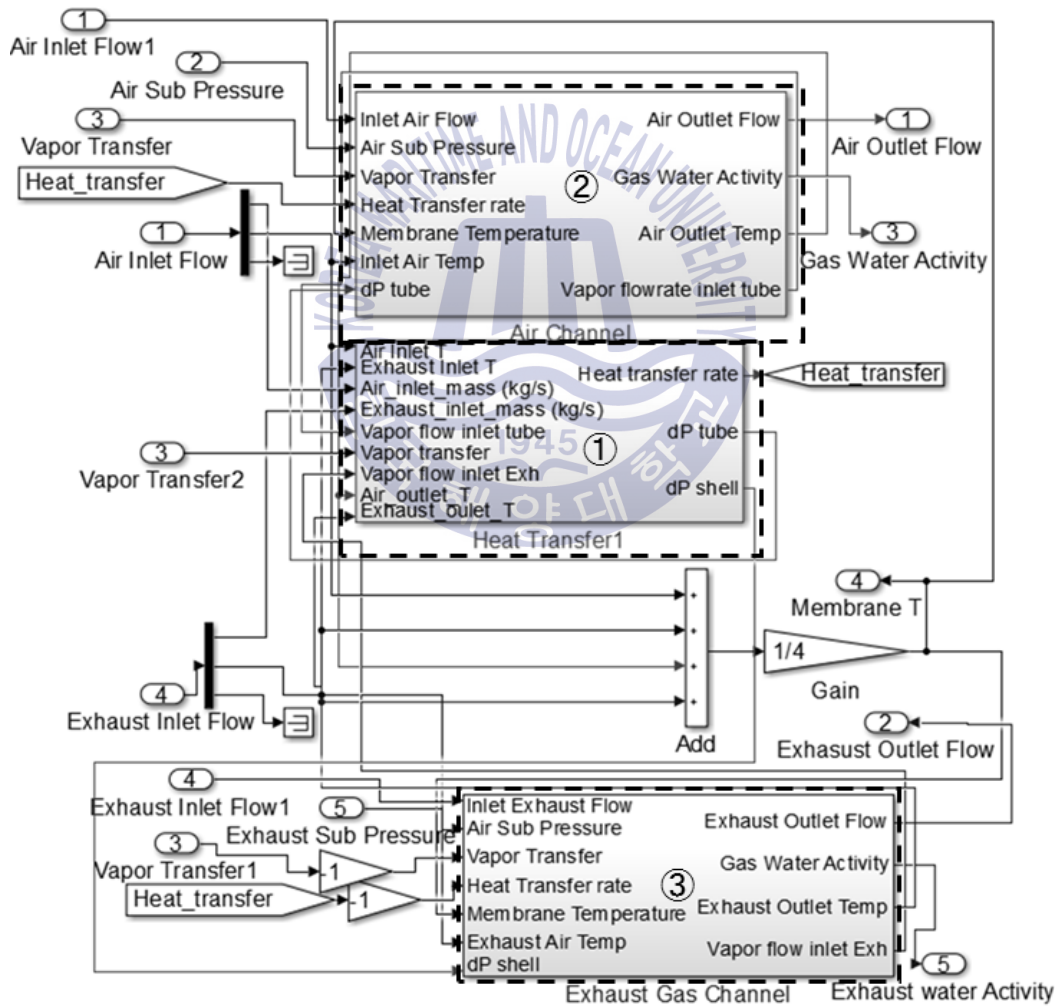


Fig. 3.2 Heat transfer Modeling of humidifier

Fig. 3.3은 물질전달률 계산 블록의 전체적인 구성을 나타낸 것이고, ①블록을 통해 건조공기 유로 및 배기가스 유로의 수분활동도들과 막의 온도가 입력된다. 이를 가지고 ②블록에서 물질전달률을 계산하여 준 후 ③블록으로 출력해 준다.

이로써 전체적인 모습을 살펴보았으며 다음 절부터는 이러한 블록들 내부를 세부적으로 살펴본다. 다만, 건조공기 유로와 배기가스 유로의 블록은 대부분 같은 구성을 갖고 있으므로 건조공기 유로에 대한 설명만 진행한다.

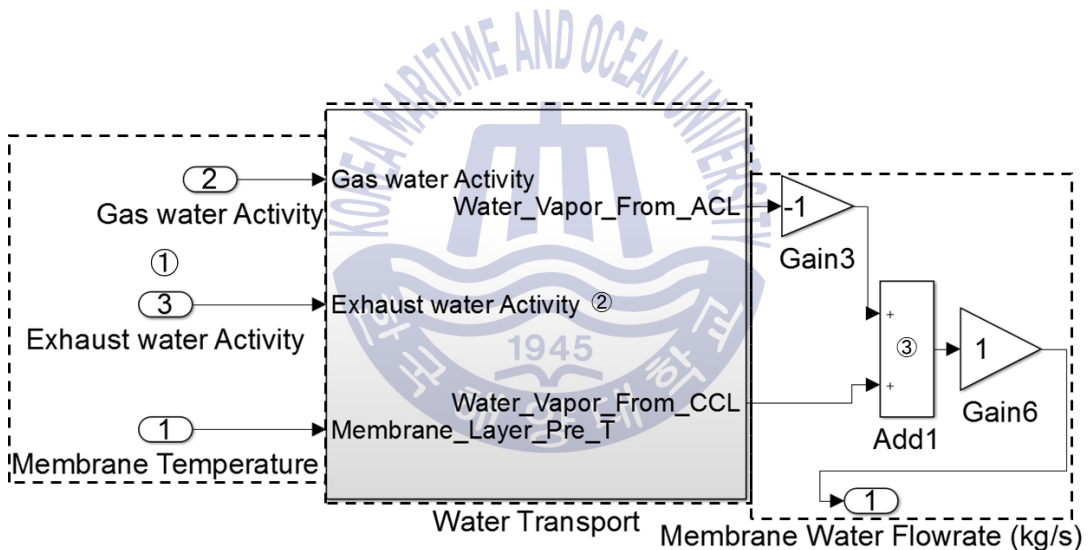


Fig. 3.3 Mass transfer Modeling of humidifier

### 3.3.2 에너지 보존

Fig. 3.4는 유로의 에너지 보존식을 계산하기 위한 블록 세부 구성을 나타낸 것이고, 이것은 열전달 계산 블록 내부에 속한 건조공기측의 계산 블록 내부의 세부적인 블록 유닛이다. ①블록은 계산에 필요한 값이 입력된다. 각각 열전달률과 유량 및 온도가 입력된다. 본 모델에 적용된 식의 유도과정은 식 (2.26~2.30)에 나와 있다. 이 식을 통해 ②블록과 같이 계산하게 된다. 마지막으로 계산된 값은 ③블록으로 출력된다. 이 출력값은 건조공기의 출구 온도이다.



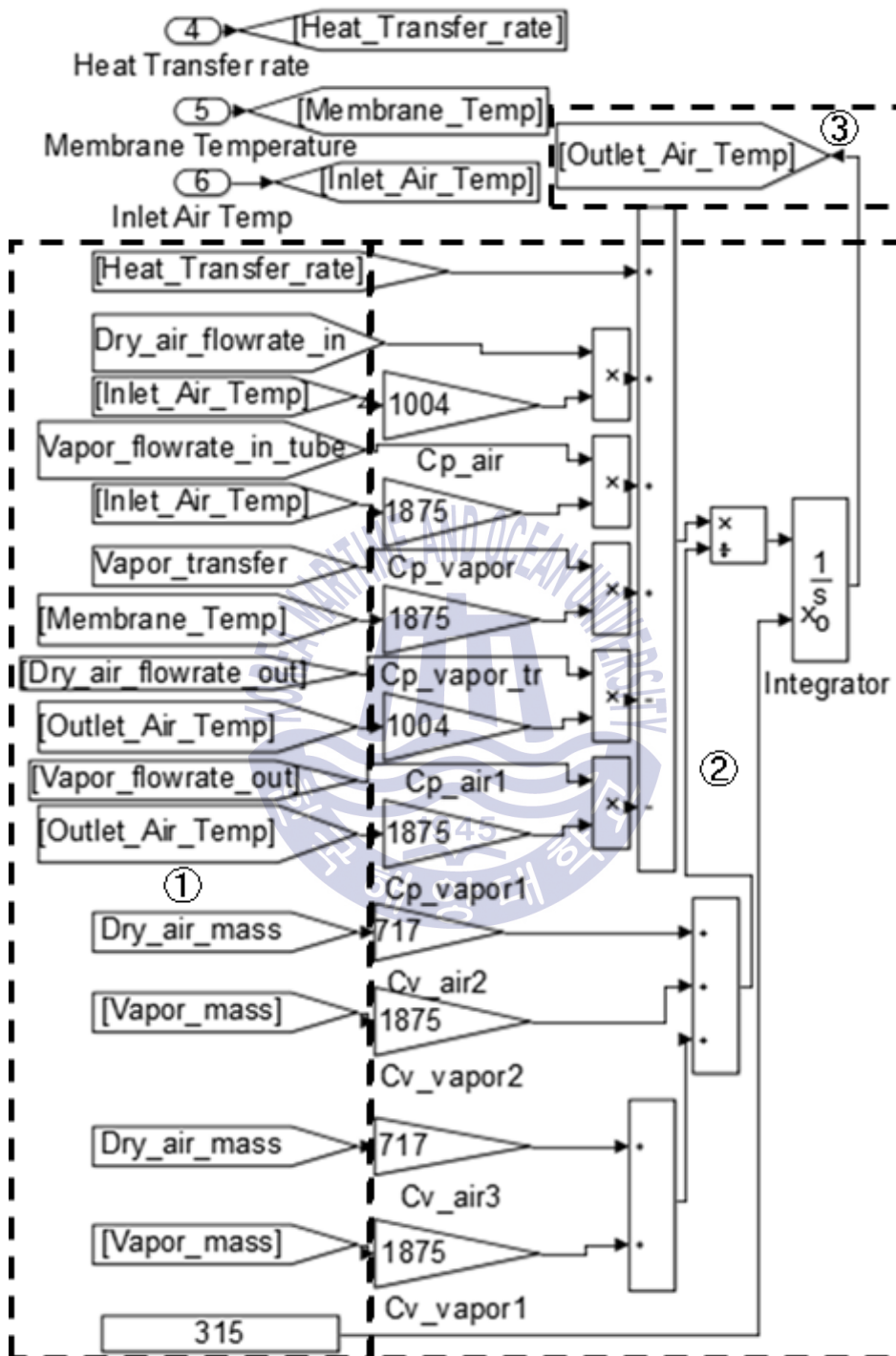


Fig. 3.4 Energy balance Modeling of humidifier in dry air channel of heat transfer block



Fig. 3.5는 에너지 보존식의 인자들을 구하기 위한 블록 세부 구성을 나타낸 것이고, 건조공기의 입력조건이 ①블록으로 입력된 후 건조공기 내부의 순수한 공기 및 수분의 질량, 유량, 상대습도, 압력을 계산한다.

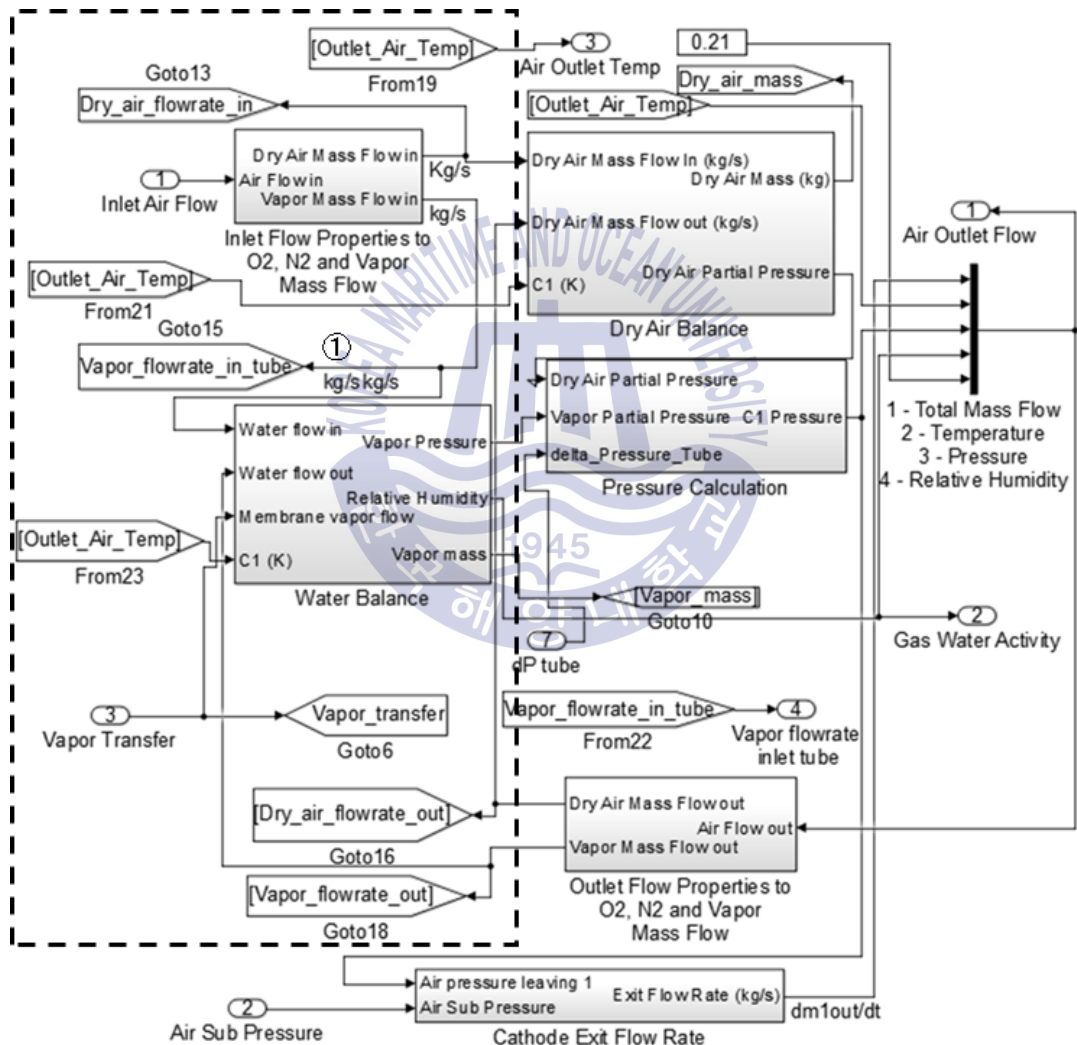


Fig. 3.5 Modeling of Thermophysical value calculation for simulating energy balance in dry air channel of heat transfer block

### 3.3.3 질량 보존

Fig. 3.6은 건조공기의 유량을 계산하기 위한 모델 구성을 나타낸 것이다.

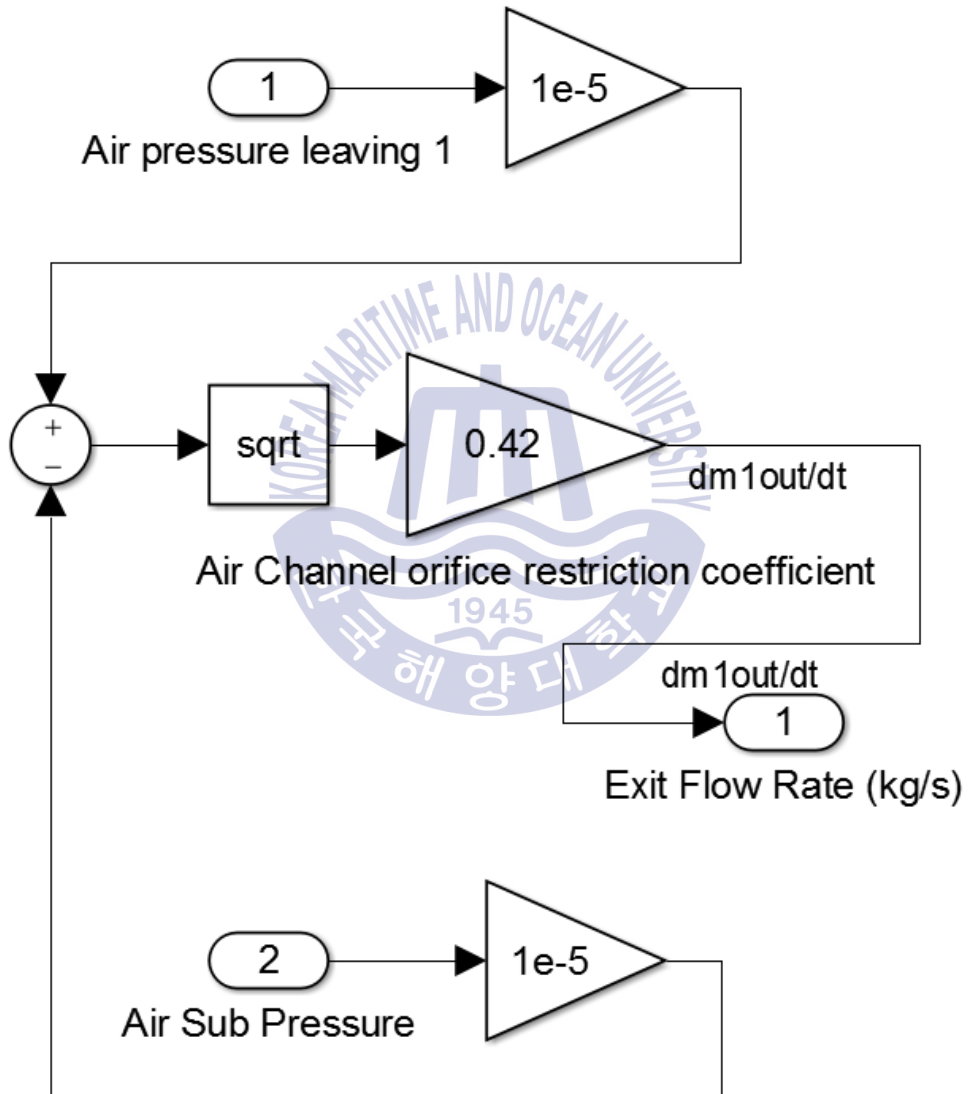


Fig. 3.6 Modeling of mass balance in dry air channel of heat transfer block

Fig. 3.7은 건조공기의 질량 및 분압을 구하기 위한 모델을 나타낸 것이고, 질량은 식(2.35) 및 식(2.36)으로 검사체적 내부의 시간에 따른 질량변화율을 적분하여 계산한다. 분압은 이상기체 상태방정식을 사용하여 계산하고, 입력값은 질량, 온도, 이상기체상수, 체적이다.

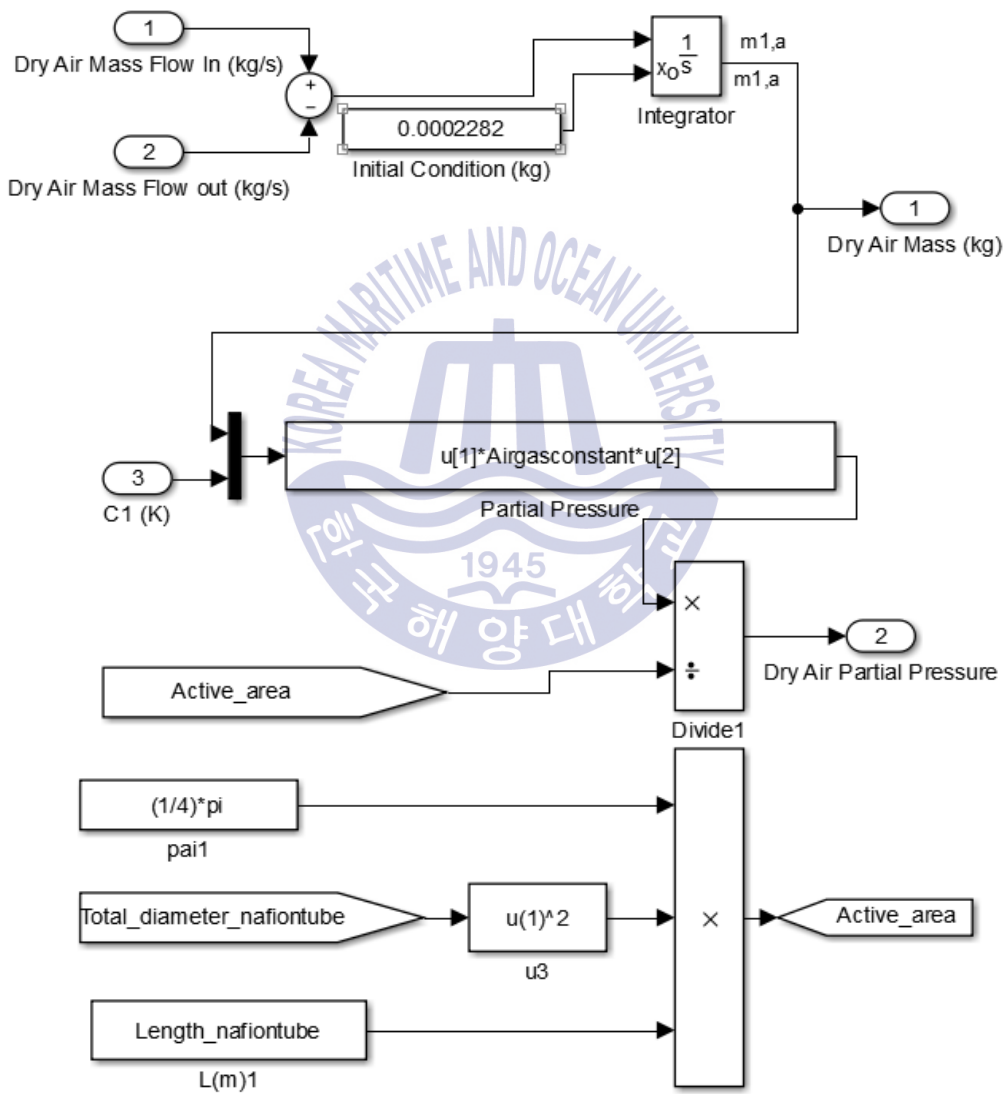


Fig. 3.7 Modeling of dry air mass at various flow rate & temperature in dry air channel of heat transfer block



Fig. 3.9는 포화수증기압을 구하기 위한 모델을 나타낸 것이고, 입력값은 건조 공기의 출구온도가 입력된다.

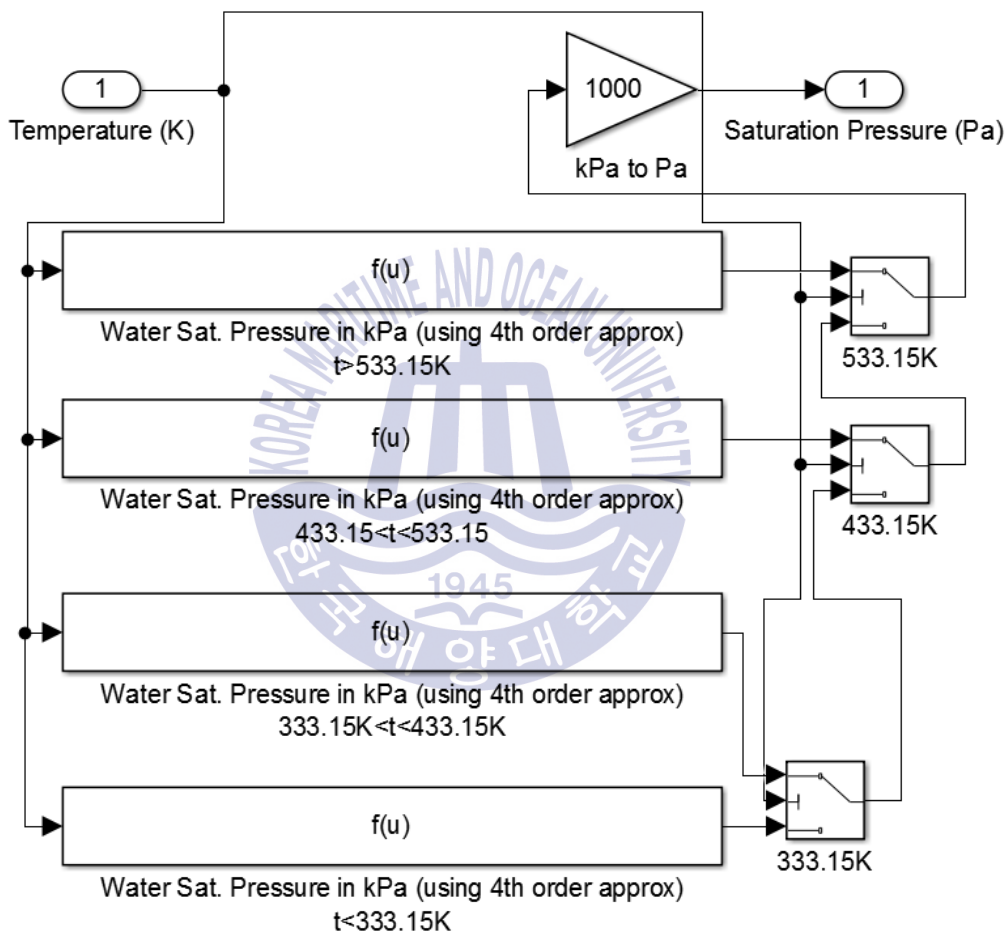


Fig. 3.9 Modeling of saturation pressure at various temperature of dry air flow inlet

Fig. 3.10은 전압을 구하기 위한 모델을 나타낸 것이고, 전압은 공기의 분압과 수분의 분압을 더한 것과 같다.

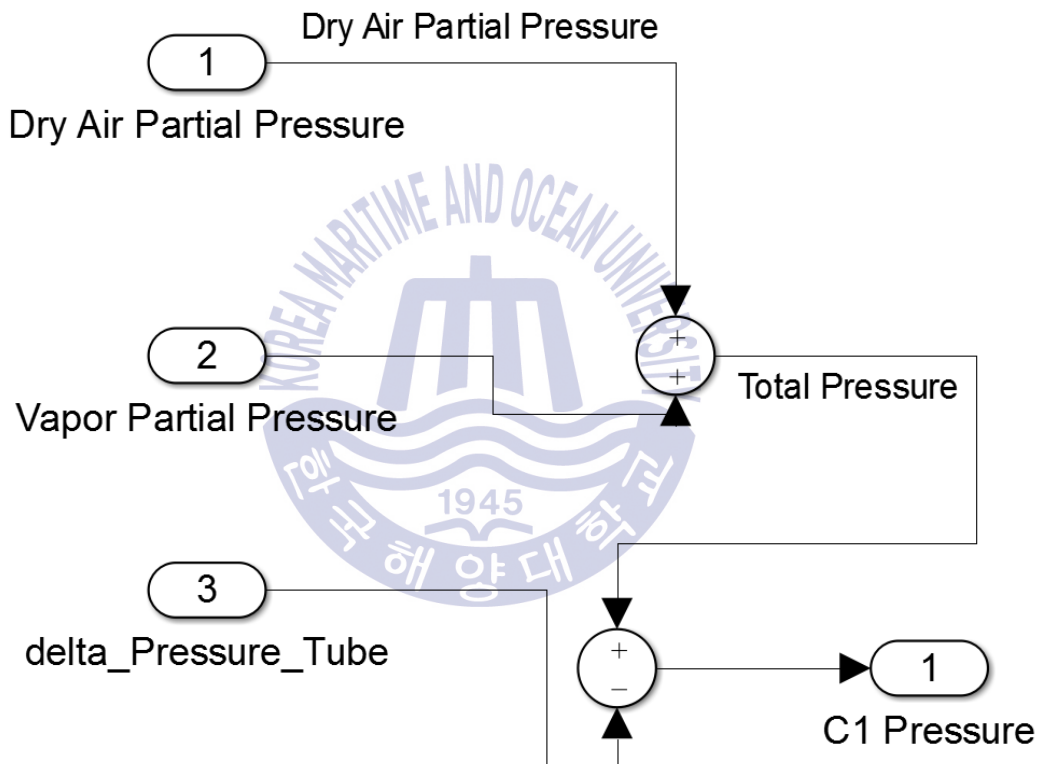


Fig. 3.10 Modeling of total pressure of dry air at various air & water partial pressure

Fig. 3.11은 건조공기측 출구의 수증기압, 상대습도, 수증기 질량을 구하기 위한 모델을 나타낸 것이다. 입력값은 입·출구 및 막의 수증기 질량, 온도이고, 식(2.35) 및 식(2.36)을 사용하여 계산한다.

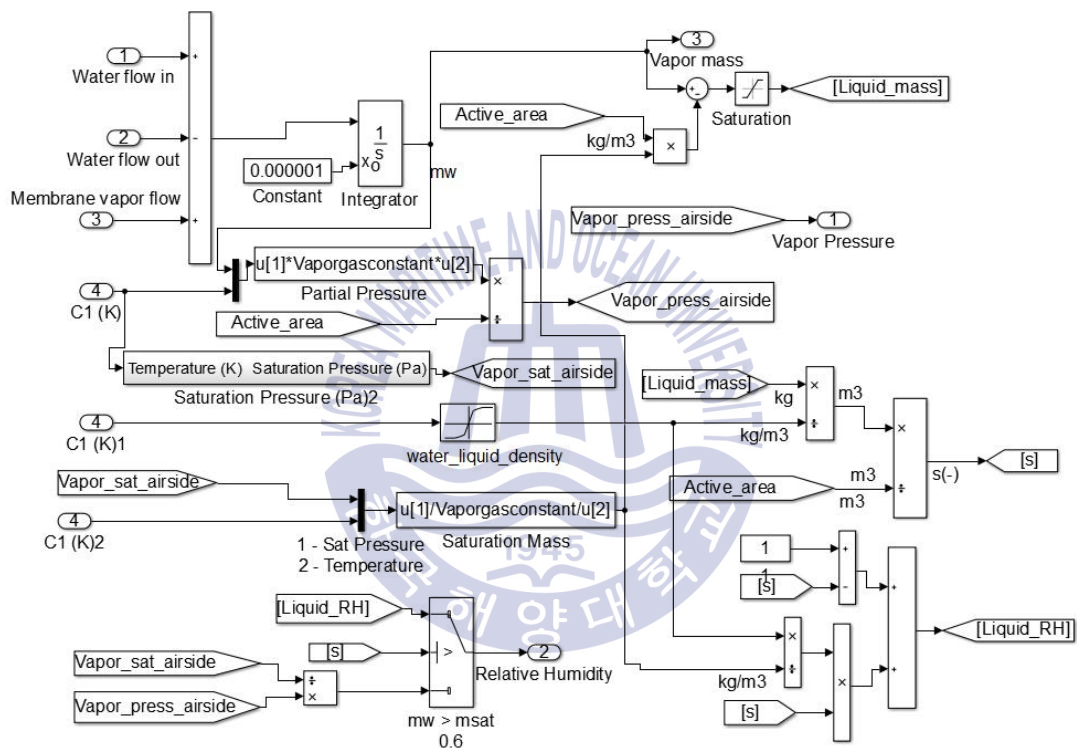


Fig. 3.11 Modeling of mass, partial pressure of water & relative humidity in dry air channel at various water flow condition

### 3.3.4 열전달

Fig. 3.12는 가습기의 열전달률을 구하기 위한 모델 구성을 나타낸 것이고, 열전달률은 식(2.1)을 사용하여 계산한다.

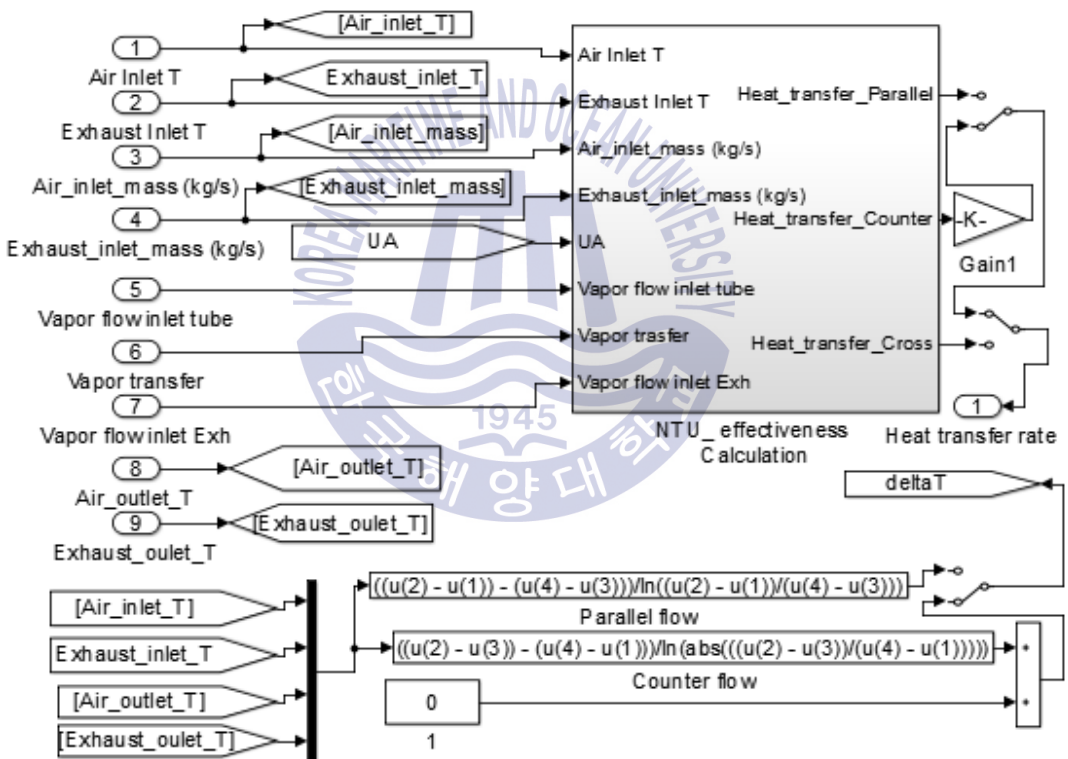


Fig. 3.12 Modeling of heat transfer in humidifier



Fig. 3.13은 총합열전달계수를 구하기 위한 모델 구성을 나타낸 것이고, 식 (2.4)을 사용하여 계산한다.

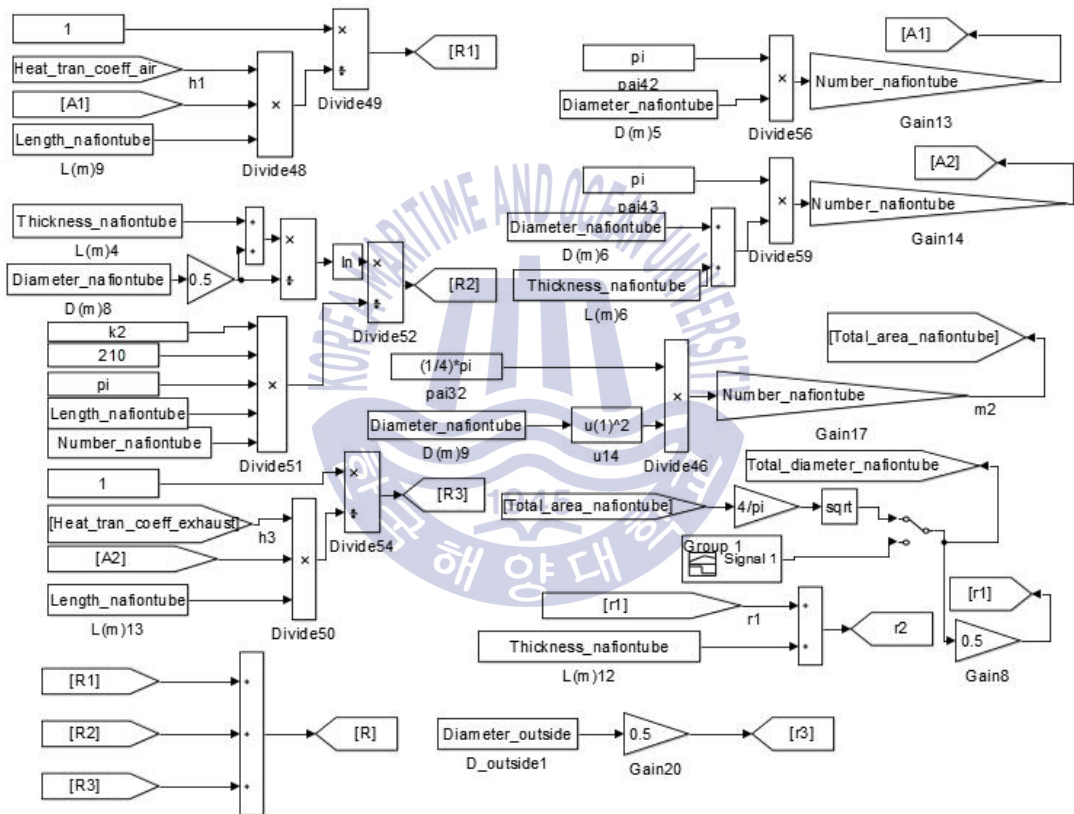


Fig. 3.13 Modeling of thermal resistance for simulating overall heat transfer coefficient

Fig. 3.14는 차압을 구하기 위한 모델 구성을 나타낸 것이고, 식(2.16)을 사용하여 계산한다.

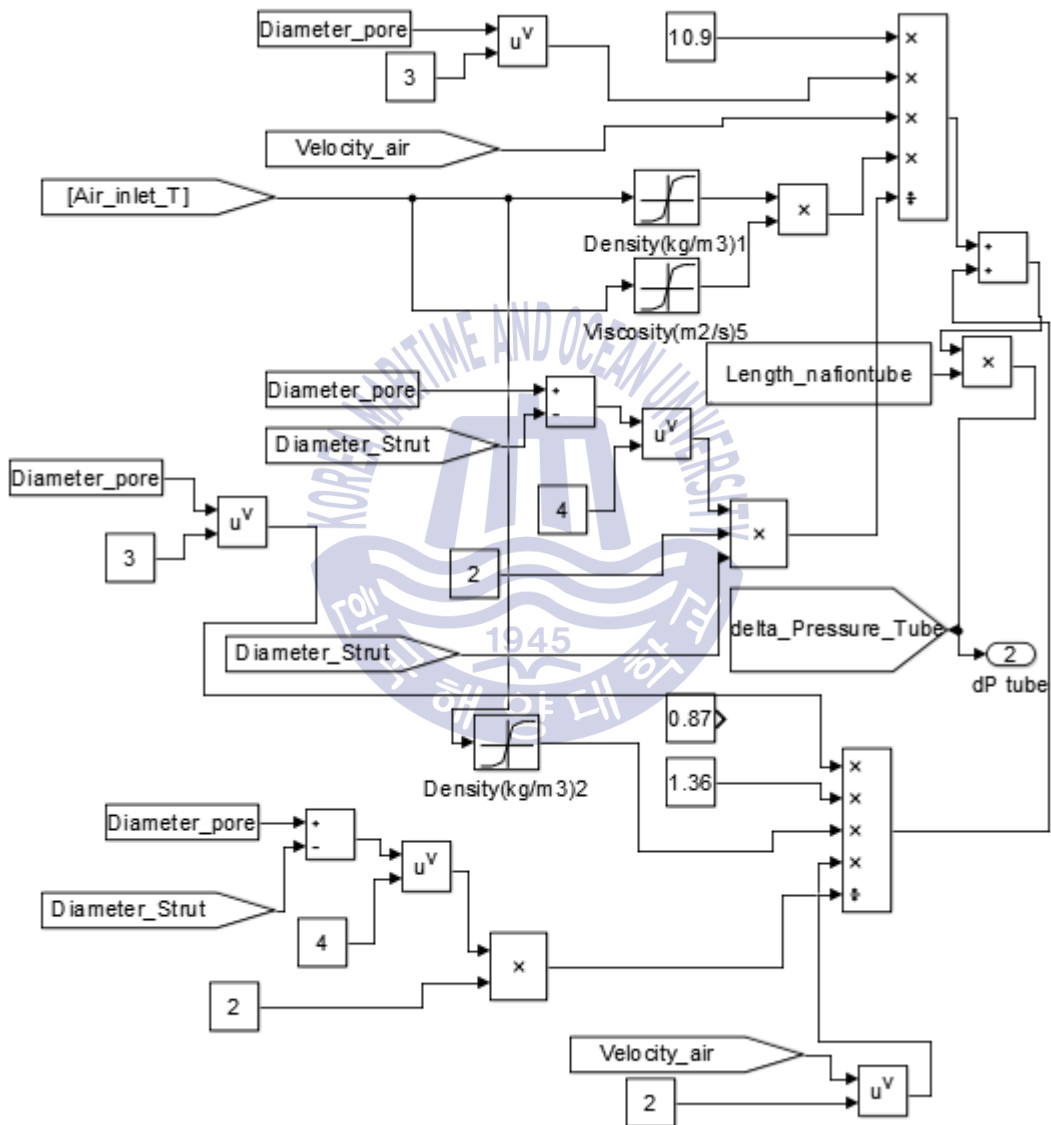


Fig. 3.14 Modeling of pressure drop for tubeside

Fig. 3.15는 레이놀즈수 및 누셀수를 구하기 위한 모델을 나타낸 것이고, 식 (2.13) 및 식(2.9)을 사용하여 계산한다.

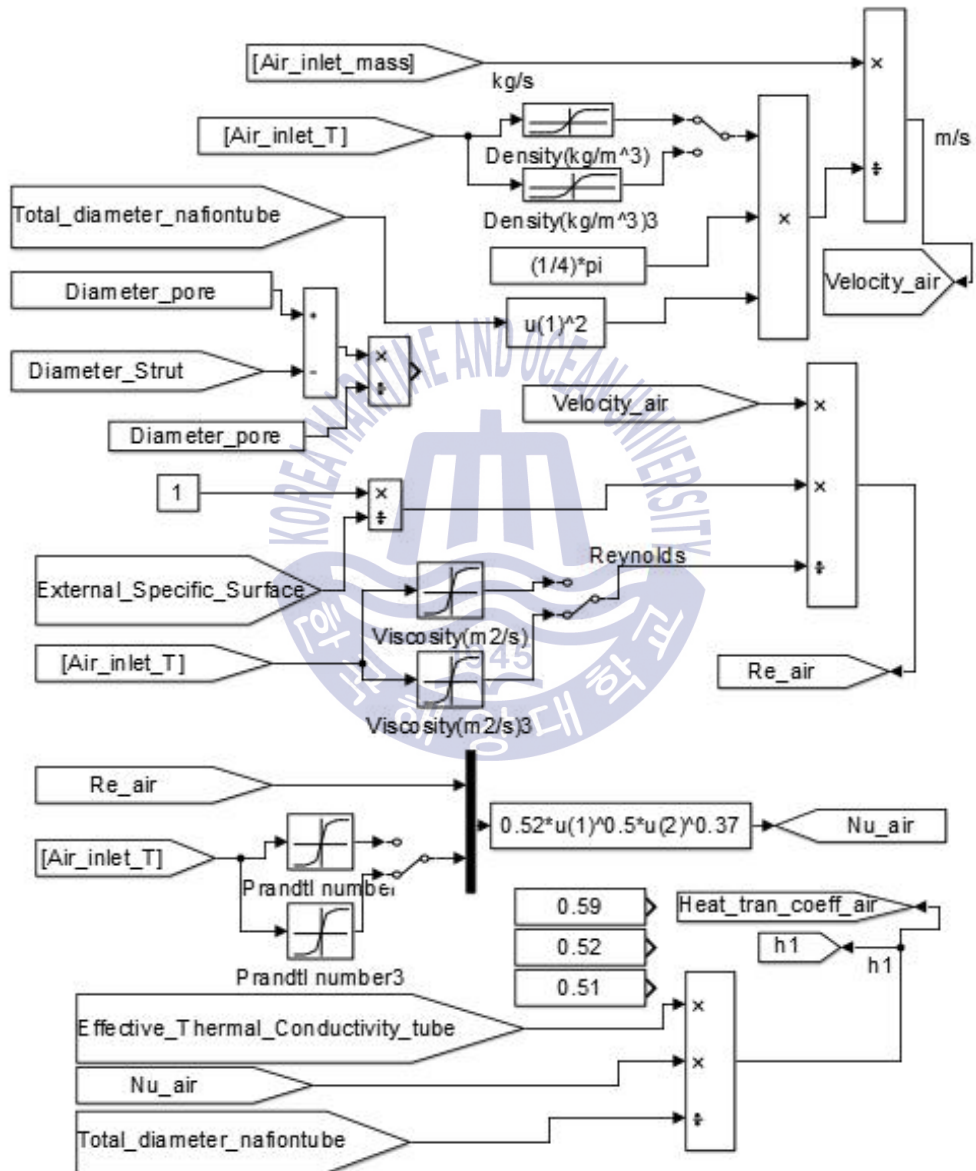


Fig. 3.15 Modeling of nusselt number for simulating heat transfer coefficient

### 3.3.5 물질전달

Fig. 3.16은 물질전달률 계산을 위한 모델 구성을 나타낸 것이고, 식(2.18)을 사용하여 계산한다.

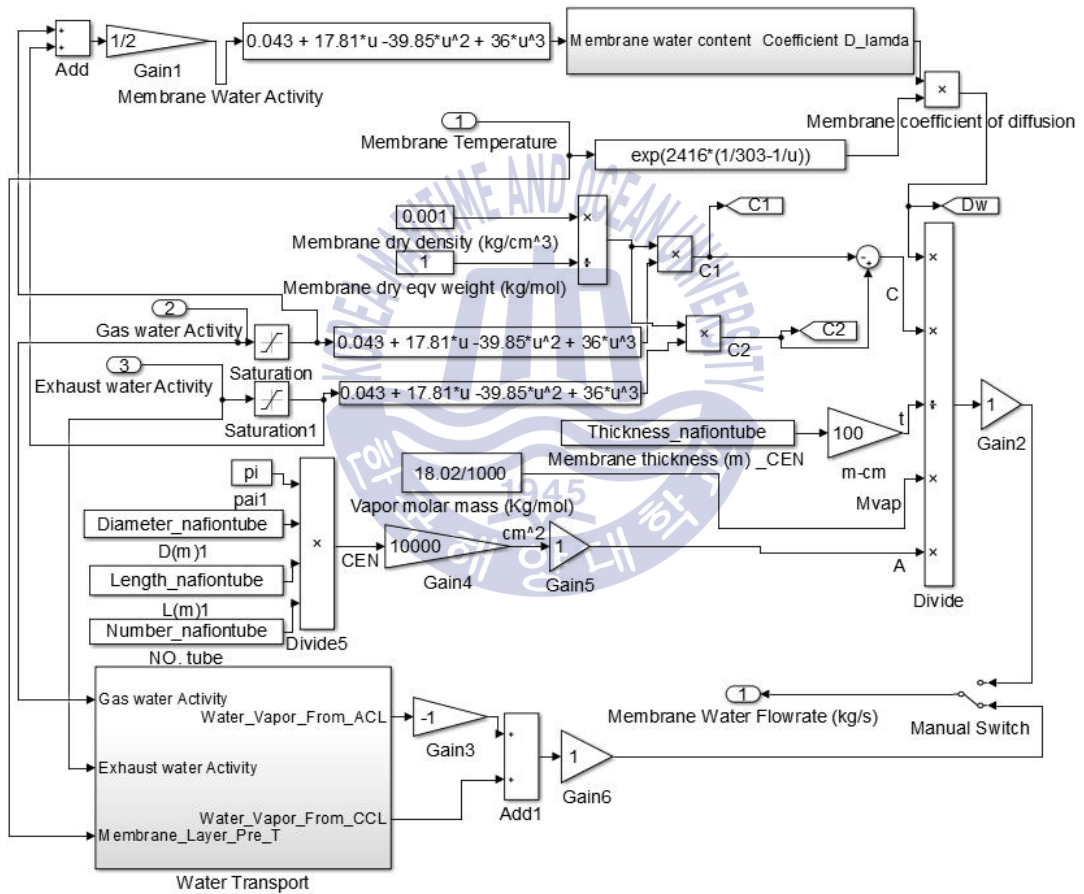


Fig. 3.16 Modeling of mass transfer of humidifier

Fig. 3.17은 활동도로 함수율을 구한 후, 막의 함수율에 따른 물질전달계수 계산을 위한 모델 구성을 나타낸 것이고, 함수율은 식(2.23), 물질전달계수는 식(2.22)을 사용하여 계산한다.

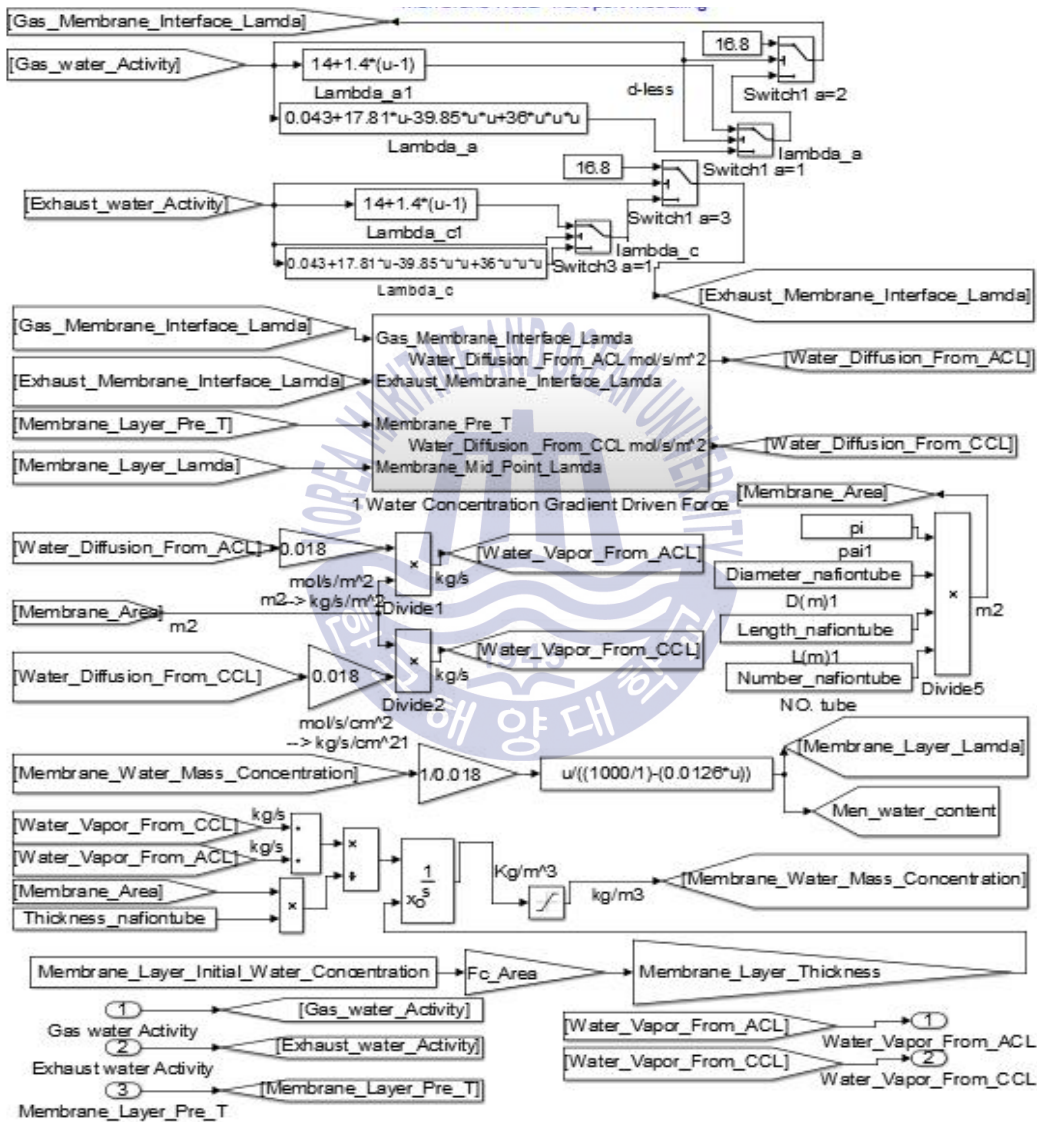


Fig. 3.17 Modeling of water content coefficient and concentration at various activity and diffusion coefficient of water of water for simulating water diffusion coefficient

Fig. 3.18은 물질전달계수를 구하기 위한 모델 구성을 나타낸 것이고, 막의 수분농도 및 물질전달계수는 식(2.25), 식(2.21), 식(2.22)을 사용하여 계산한다.

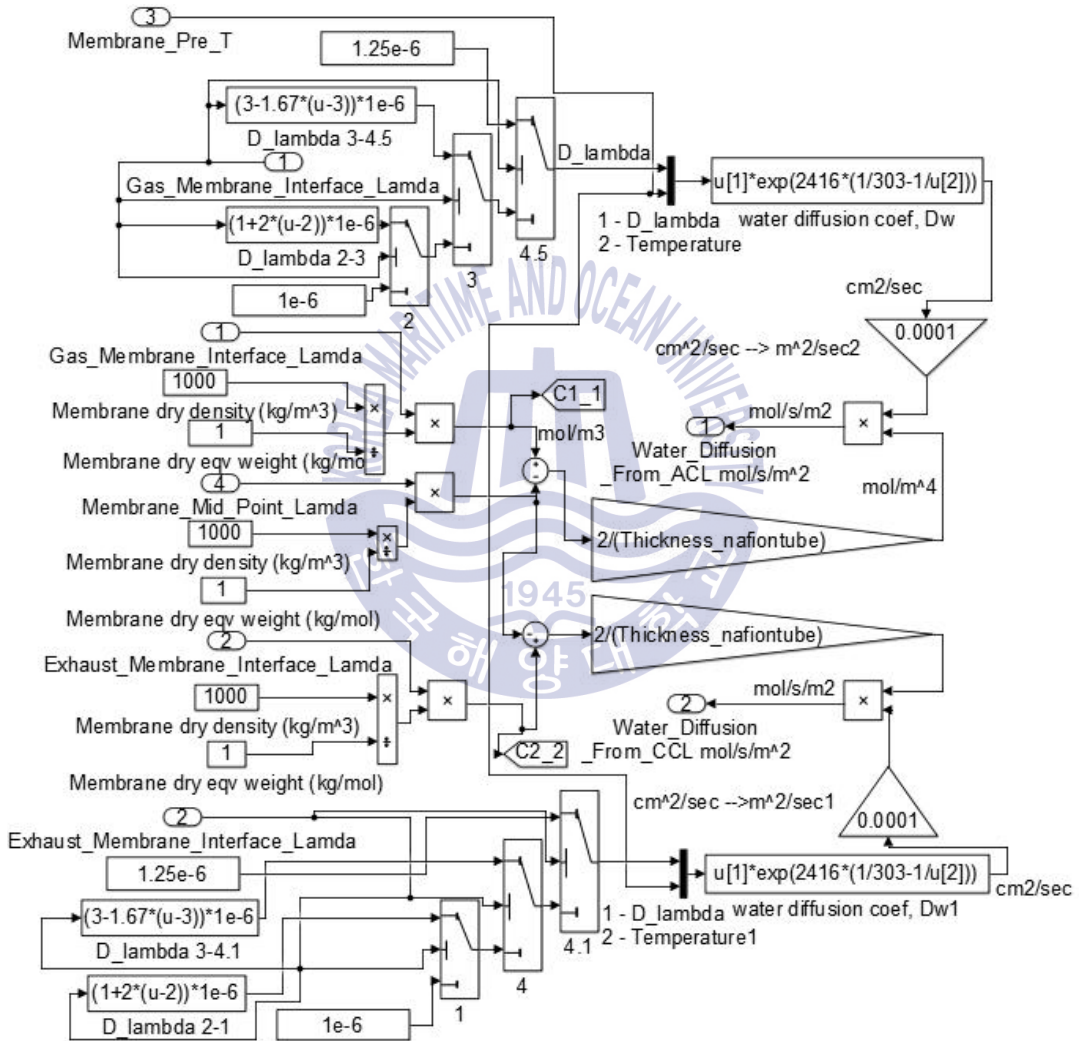


Fig. 3.18 Modeling of water diffusion at temperature & diffusion coefficient

## 제 4 장 연구결과 고찰 및 검토

### 4.1 시뮬레이션 요소 해석과 실험 결과의 비교

#### 4.1.1 막가습기

발포금속 막가습기 모델에 사용된 막가습기 모델의 신뢰성을 검증하였다. 막가습기에 대해서는 많은 선행 연구가 진행되어 신뢰할 수 있는 실험값들이 존재한다. 따라서 막가습기 시뮬레이션 모델의 계산값과 실험값을 비교하였다. 실험값은 연구 협력사에서 제공한 데이터이다.

Table 4.1은 본 절의 시뮬레이션에 사용된 계산 조건을 나타낸 것이고, 실험 조건과 같은 값이다. 유량 변화에 따른 경향을 보기 위해 건조공기 및 배기가스의 입구 유량을 변화시켰고, 압력은 유량에 따라 변한다. 건조공기 온도는 고정이고, 배기가스 온도는 유량에 따라 변한다. 그 밖에 나머지는 고정된 값이다.

**Table 4.1** Input parameters for modeling of conventional humidifier

| Parameters                              | Value                     |
|---|---------------------------|
| Flow rate of dry air inlet              | 0.000195 ~ 0.012321(kg/s) |
| Temperature of dry air inlet            | 298.15(K)                 |
| Pressure of dry air inlet               | 111596 ~ 144868(Pa)       |
| Relative humidity of dry air inlet      | 40(%)                     |
| Fraction of oxygen of dry air inlet     | 21(%)                     |
| Flow rate of exhaust air inlet          | 0.000253 ~ 0.016017(kg/s) |
| Temperature of exhaust air inlet        | 336.83 ~ 341.84(K)        |
| Pressure of exhaust air inlet           | 110561 ~ 137135(Pa)       |
| Relative humidity of exhaust air inlet  | 100(%)                    |
| Fraction of oxygen of exhaust air inlet | 0.21(%)                   |

Fig. 4.1은 건조공기층 유량에 따른 건조공기층 및 배기가스층 출구 온도의 실험값과 계산값을 나타낸 것이다.

계산 결과를 보면 건조공기층 유량이 증가함에 따라 배기가스층 출구 온도는 감소하고, 건조공기층 출구 온도는 증가한다. 그 이유는 유량이 증가하면 열전달계수가 증가하므로 열전달이 증가하고, 온도차가 줄어들기 때문이다.

유체 온도에 대한 계산 결과는 실험값을 충분히 만족하였다. 열전달률 계산을 위해서는 총합열전달계수, 열전달면적, 유체온도가 필요하다. 이 때 모델의 열전달면적은 실험값과 같고, 총합열전달계수는 실험식을 통해 계산한 값이다. 따라서 열전달률 계산을 위한 인자들이 모두 실험값을 만족하므로 본 시뮬레이션 모델은 열전달률 계산에 있어서 신뢰성을 가질 수 있을 것이다.

물질전달률은 식(2.18)으로 계산되고,  $M_v$ ,  $A_m$ ,  $t_m$ 는 실험값이고,  $D_{w,eff}$  및 건조공기층과 배기가스층의 수분 농도차는 압력, 온도를 사용한 실험식으로 계산된다. 압력 및 온도에 대한 계산값은 실험값을 만족하므로  $D_{w,eff}$  및 농도차도 실험값을 만족할 수 있다. 따라서 본 모델이 물질전달률을 계산함에 있어서도 신뢰성을 가질 수 있을 것이라 판단된다.



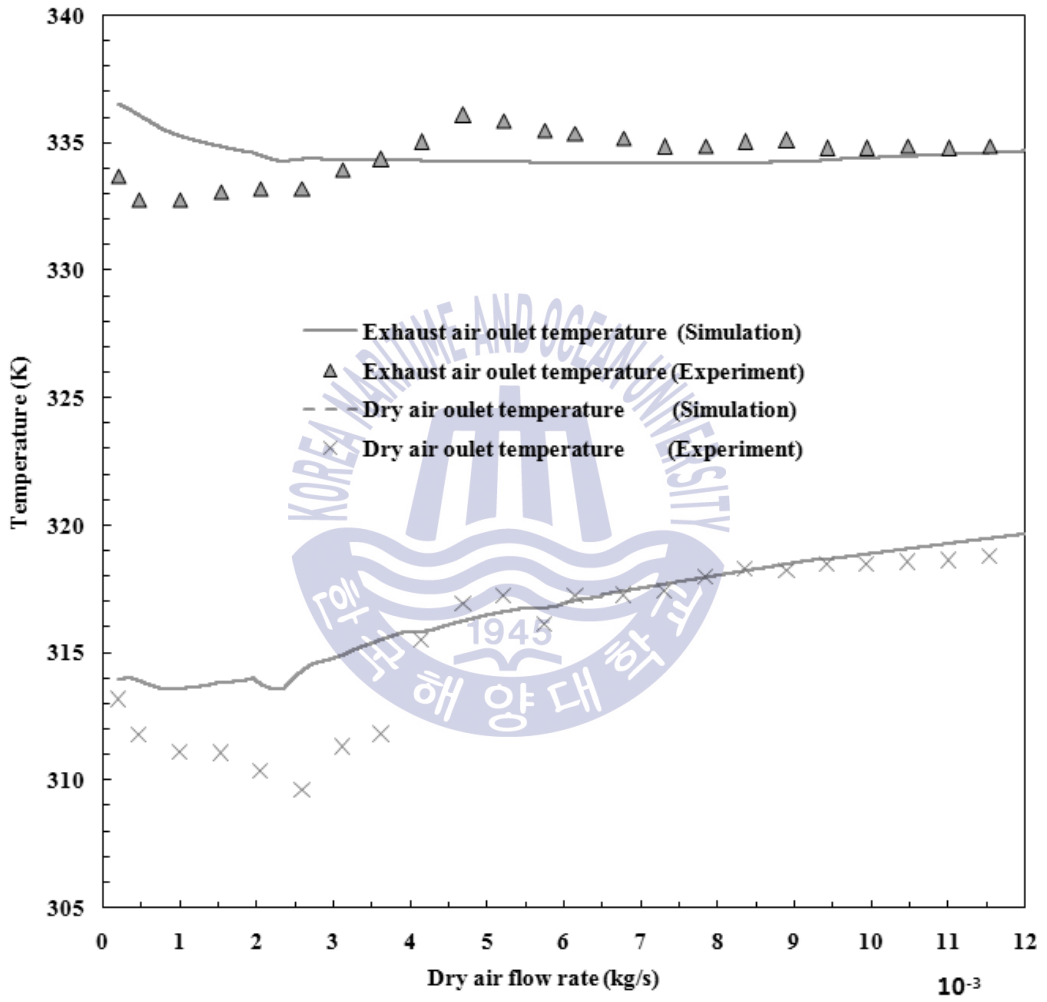


Fig. 4.1 Comparison between the simulated and the measured data of dry and exhaust air outlet temperature for various dry air flow rate

#### 4.1.2 발포금속

막가습기의 유로에 발포금속을 충전하였을 때 바뀌는 것은 유체의 유동 현상 변화이다. 이 때 차압이 변화하고, 발포금속의 존재로 인한 열전달 촉진 현상이 일어나고, 이에 따른 물질전달 변화가 일어난다. 발포금속의 열전달 현상은 관련 실험식이 존재하므로 본 발포금속 막가습기 모델은 이 식을 사용하였다. 그리고 발포금속이 물질의 확산현상에 직접적인 관여를 하는 것은 아니므로 물질 전달 상관식은 막가습기 모델과 같다. 물질전달률은 열전달률 변화에 따른 유체 및 막의 온도, 압력, 농도와 같은 인자들과 상관관계를 보인다. 열·물질전달에 대한 신뢰성은 실험식을 사용함으로써 가능하다고 판단되기 때문에 차압에 대한 신뢰성 검토를 위해 본 절에서는 발포금속 막가습기 모델의 차압에 대한 계산값을 Lacroix M., et al. (2007)의 실험값과 비교하였다<sup>[65]</sup>.

Table 4.2는 본 절의 시뮬레이션에 사용된 계산 조건을 나타낸 것이고, 실험 조건과 같은 값이다. 여러 선행 연구에서 개발된 차압에 대한 상관식들은 본 모델에 적용하였을 때 계산값과 오차를 보였기 때문에 본 연구에서 독자 개발한 식을 사용하였다.

**Table 4.2** Input parameters for modeling of porous metal foam humidifier

| Parameters                              | Value                     |
|---|---------------------------|
| Flow rate of dry air inlet              | 0.001800 ~ 0.046486(kg/s) |
| Temperature of dry air inlet            | 299.15(K)                 |
| Pressure of dry air inlet               | 111444 ~ 200355(Pa)       |
| Relative humidity of dry air inlet      | 40(%)                     |
| Fraction of oxygen of dry air inlet     | 21(%)                     |
| Flow rate of exhaust air inlet          | 0.001800 ~ 0.046486(kg/s) |
| Temperature of exhaust air inlet        | 339.15(K)                 |
| Pressure of exhaust air inlet           | 110363 ~ 175169(Pa)       |
| Relative humidity of exhaust air inlet  | 100(%)                    |
| Fraction of oxygen of exhaust air inlet | 0.21(%)                   |
| Porosity of porous metal foam           | 0.915                     |
| Pore diameter of porous metal foam      | 1750( $\mu$ m)            |

Fig. 4.2는 유체의 공압속도에 따른 차압을 나타낸 것이다. 본 모델의 계산값은 실험값을 만족하는 것을 알 수 있다. 발포금속 막가습기의 열·물질전달률 계산에 있어서 발포금속을 추가하였을 때 바뀌는 것은 차압과 유효열전달계수이다. 차압은 본 절에서의 연구와 같이 신뢰성 있는 결과를 도출해 내었으며, 유효열전달계수는 재료의 종류나 형상에 따라서 변화하기 때문에 실험값을 사용하였다.

차압 특성을 보면 유체의 속도는 유체의 유량에 따라 증가하게 되고, 차압은 속도에 따라서 지수적으로 증가하게 된다. 따라서 차압에 따른 가습기의 열·물질전달률 저하를 막으려면 적절한 유량을 선택해야 할 것으로 판단된다. 유량을 증가시키면 열전달계수 및 물질전달계수가 증가할 것을 기대해볼 수 있겠지만 차압의 증가가 유체 공급펌프의 부하를 증가시켜 전체 시스템 효율은 감소할 수 있기 때문이다.



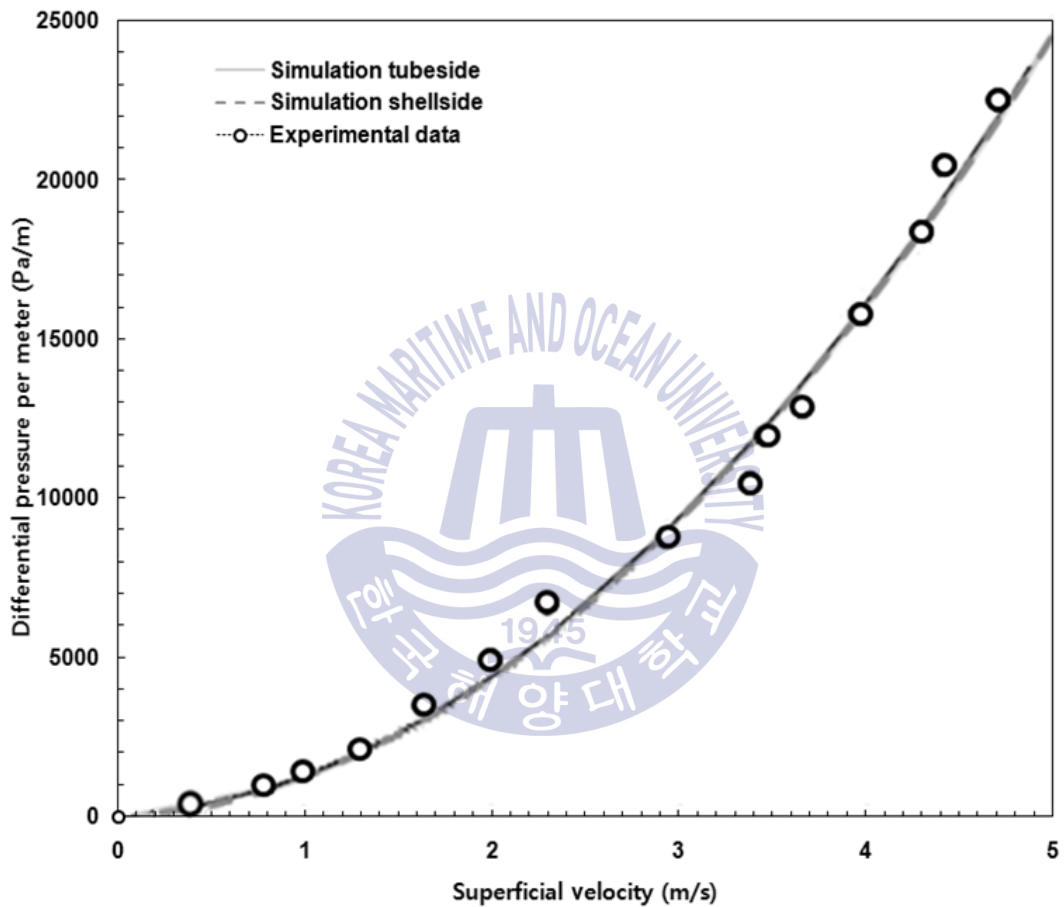


Fig. 4.2 Comparison between the simulated and the measured data of differential pressure per meter at various superficial velocity of dry air flow

## 4.2 막가습기와 발포금속 막가습기의 특성 비교

### 4.2.1 열·물질전달률

막가습기와 발포금속 막가습기의 열·물질전달률 특성 비교를 위해 같은 조건에서의 계산 결과값을 분석하였다. 분석 대상은 막가습기와 발포금속을 건조공기측, 배기가스측, 양측에 적용한 막가습기의 4가지 경우이다. Table 4.3은 본 절의 시뮬레이션에 사용된 계산조건을 나타낸 것이다. 유량, 온도, 압력은 실험 조건과 동일한 값이다. 상대습도 및 산소농도는 실험 조건 정보가 없었기 때문에 가습기를 포함한 연료전지 시스템의 일반적인 운전조건에서 가질 수 있는 적절한 값으로 선정하였다.

Table 4.4는 시뮬레이션 결과를 나타낸 것이다. 건조공기측, 배기가스측, 양측 모두에 발포금속을 적용하였을 때의 열·물질전달 효율이 가장 크게 향상되었으며, 한쪽에 적용할 경우에는 건조공기측보다는 배기가스측에 적용하였을 때 더 큰 효율향상을 보였다.

Fig. 4.3 및 Fig. 4.4는 건조공기 및 배기가스 유량이 동일한 조건에서 유량 0.003, 0.005, 0.010의 3가지 조건에 따른 열전달률 및 물질전달률을 나타낸 것이다. 이 결과값은 모든 유량 조건에서 Table 4.4와 같은 경향을 보였다. 열전달률 및 물질전달률의 경향은 서로 같은 것으로 나타났다. 유량이 증가함에 따라 열·물질전달률이 증가함을 알 수 있었다. 건조공기 출구측의 상대습도를 살펴보면 네 가지 종류의 막가습기 모두에서 적정하게 가습된 것을 알 수 있었다. 발포금속 막가습기의 건조공기 출구측 온도는 적정 운전온도까지 증가될 수 있었다.

열·물질전달률 향상에 대한 수치적인 이유를 분석해보면 발포금속 유로 내에서의 열전달은 대류열전달과 함께 발포금속의 금속 부분을 통한 전도열전달에 의한 열전달 축진이 일어난다. 식(2.8)에서 발포금속의 금속 부분의 열전도계수는 매우 높으므로 유효열전도계수가 증가한다. 따라서 식(2.5)에서 유효열전도계수가 증가하므로 대류열전달계수도 증가된다. 막가습기 및 발포금속 막가습기의 레이놀즈수는 식(2.11) 및 식(2.13)으로 계산한다.

**Table 4.3** Input parameters for modeling of the membrane humidifier and porous metal foam membrane humidifier

| Parameters                              | Value      |
|---|------------|
| Flow rate of dry air inlet              | 0.01(kg/s) |
| Temperature of dry air inlet            | 299.15(K)  |
| Pressure of dry air inlet               | 134884(Pa) |
| Relative humidity of dry air inlet      | 40(%)      |
| Fraction of oxygen of dry air inlet     | 21(%)      |
| Flow rate of exhaust air inlet          | 0.01(kg/s) |
| Temperature of exhaust air inlet        | 339.15(K)  |
| Pressure of exhaust air inlet           | 129913(Pa) |
| Relative humidity of exhaust air inlet  | 100(%)     |
| Fraction of oxygen of exhaust air inlet | 0.21(%)    |

**Table 4.4** Comparison between various simulated data of the membrane humidifier and porous metal foam membrane humidifier

| Parameter                 | Unit | No inside | Tube side | Shell side | Shell & Tube side |
|---------------------------|------|-----------|-----------|------------|-------------------|
| Heat transfer             | W    | 331       | 369       | 395        | 447               |
| Mass transfer             | g/s  | 0.87      | 1.02      | 1.12       | 1.33              |
| Relative humidity         | %    | 97.8      | 96.8      | 96         | 93.4              |
| Temperature               | K    | 330.4     | 333.32    | 335.22     | 338.85            |
| Heat transfer enhancement | %    | 0%        | 11.50%    | 7.80%      | 15.80%            |
| Mass transfer enhancement | %    | 0%        | 17.30%    | 11.80%     | 24.30%            |

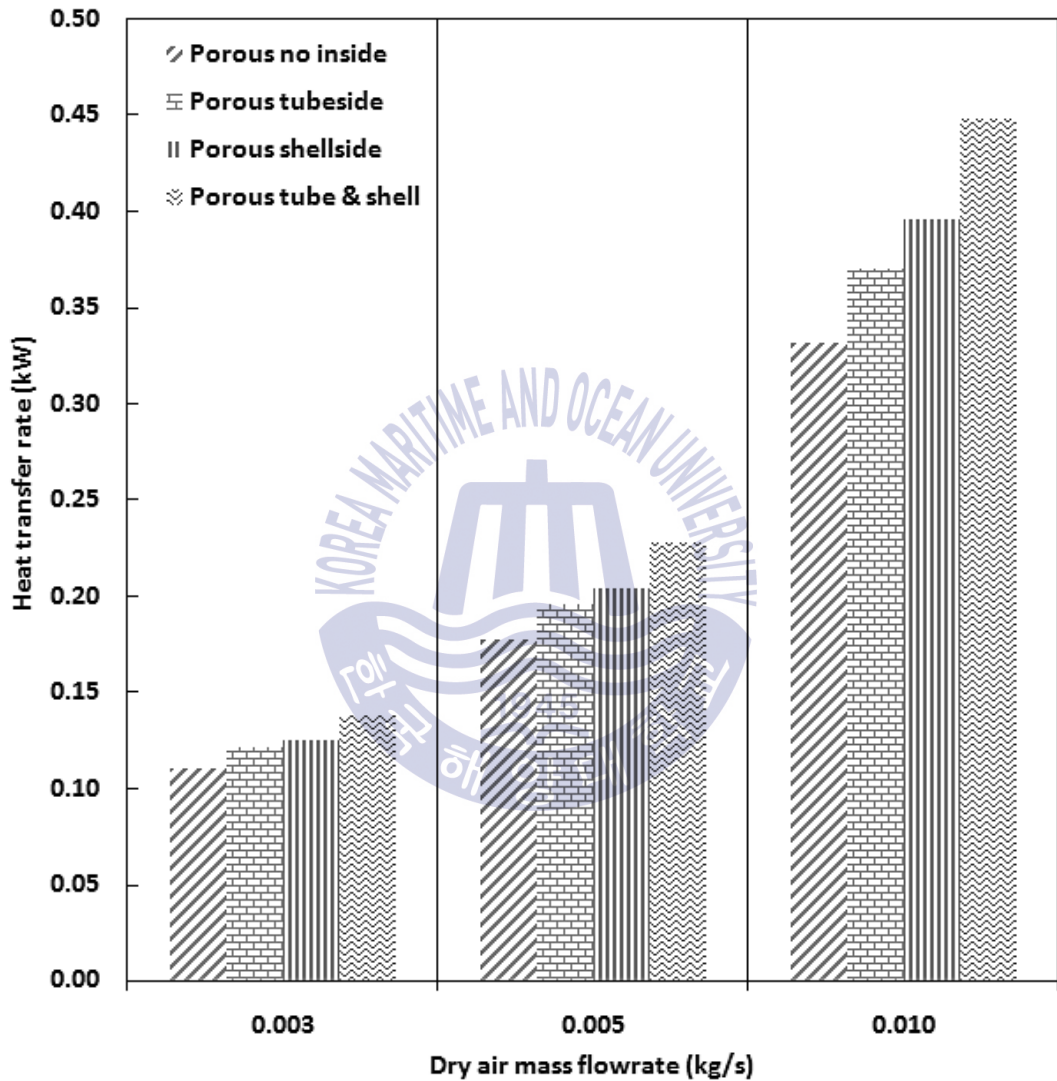


Fig. 4.3 Comparison of heat transfer rate between the conventional humidifier and 3 types of humidifier with porous metal foam for various dry air mass flow rate

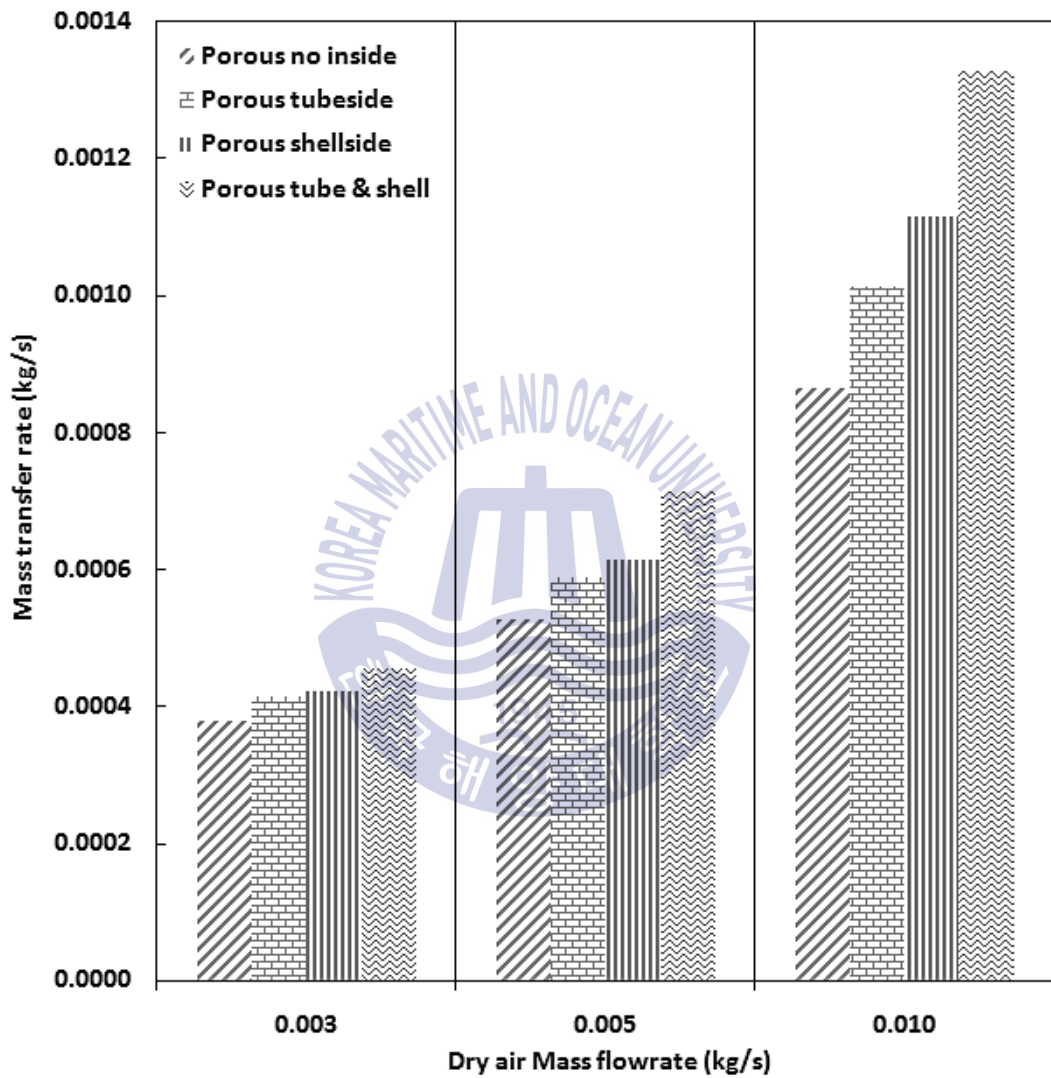


Fig. 4.4 Comparison of mass transfer rate between the conventional humidifier and 3 types of humidifier with porous metal foam for various dry air mass flow rate



위의 식들을 통해 계산해본 결과, 레이놀즈수는 발포금속 막가습기에서 대폭 감소하였다. 막가습기의 표면적밀도는 체적 당 막의 표면적( $m^2/m^3$ )이라 할 수 있고, 발포금속 막가습기의 표면적밀도는 발포금속의 존재로 인하여 큰 값을 나타낸다. 표면적밀도와 레이놀즈수는 반비례 관계에 있으므로 레이놀즈수가 대폭 감소하는 것으로 보이며, 따라서 식(2.9)에 의해 누셀수도 감소하게 된다. 물리적인 관점으로 보면 표면적밀도 증가는 점성의 증가로 인한 유체의 이동 저항을 증가시키는 원인이고, 동시에 열전달면적을 증가시키는 원인이기도 하다.

건조공기측의 대류열전달계수는 막가습기와 비교하여 보면  $10.4(kW/m^2 \cdot K)$ 에서  $377.7(kW/m^2 \cdot K)$ 로 약 36배 증가하였고, 배기가스측은  $7.3(kW/m^2 \cdot K)$ 에서  $76.4(kW/m^2 \cdot K)$ 로 약 10배 증가하였다. 이는 식(2.5)에서 누셀수의 감소효과보다 유효 열전도계수의 증가 효과가 더 크게 작용하기 때문이고, 이에 따라 총합열전달 계수 및 열전달률이 증가한 것으로 판단된다.

종합해 보면 발포금속을 사용했을 때 열전달 촉진을 일으키는 가장 중요한 요소는 발포금속의 금속 부분을 통한 열전달 현상이다. 이는 발포금속을 적용했을 때 유속 감소에 의한 누셀수 감소보다 큰 효과를 보이기 때문에 열전도계수가 높은 금속을 사용한 발포금속을 가습기에 적용하는 것이 효과적일 것으로 판단된다. 이에 대해서 기존 기술로는 발포금속 재질의 선택에 한계가 있었던 반면, 최근에는 강도가 우수하며, 열전도계수도 큰 실리콘카바이드(SiC)를 사용한 발포금속이나 가격이 저렴하면서도 열전도계수가 큰 스틸알로이 등을 사용한 발포금속 등의 개발이 완료되었기 때문에, 이러한 발포금속을 적용하면 가습기의 가격을 낮추면서 동시에 가습기의 열·물질전달률을 크게 향상시킬 수 있을 것으로 판단된다.

물질전달률은 열전달률과 같은 경향을 보였다. 식(2.20)에서 알 수 있듯이 열전달률이 감소하면 막의 온도 및 물질전달계수가 감소되고, 식(2.18)에 따라 물질전달률도 감소한다.

유량 증가에 따라 열·물질전달률이 증가하는 이유를 분석해보면 유량이 증가할 때 유체의 속도가 증가하게 되며, 이에 따라 레이놀즈수가 증가하여 총합열전달 계수 및 열전달률이 증가하기 때문이다. 또한 열전달률 증가에 따라 막의 온도가 상승하게 되고, 물질전달계수가 증가하여 물질전달률 또한 증가하게 된다.

## 4.2.2 차압

발포금속 막가습기의 비교대상인 막가습기는 다관(관수 : 2500개)형 구조로써 복잡한 유로로 인한 점성저항 증가로 인해 차압이 크게 나타난다. 여기서 단관보다 다관에서 점성저항이 큰 이유는 유체와 관의 마찰면과의 평균적인 거리가 더 작기 때문이다. 발포금속 막가습기는 단관형의 단순한 유로로 구성되어 유체 및 관 사이의 점성저항이 작고, 금속과 유체와의 점성저항은 높은 공극률로 인해 크지 않다. 선행 연구들의 발포금속 유로에 대한 차압 실험 및 계산값을 비교해보면 평판형 구조의 발포금속 유로의 차압은 막가습기의 차압과 비교하여 볼 때 작은 값을 나타내는 것을 알 수 있다[52, 56, 57, 59, 65]. 본 절은 헬렌튜브형 발포금속 막가습기의 차압이 막가습기의 차압보다 낮을 것이라 예상했고, 그에 대한 양적인 비교를 위해 진행되었다. 실험 및 계산조건은 Table 4.1과 같다. Fig. 4.5는 막가습기와 발포금속 막가습기에 대한 건조공기 유량에 따른 차압을 나타낸 것이고, 막가습기는 실험값을, 발포금속 막가습기는 계산값을 나타낸 것이다. 실험값은 4.1.1절과 같은 자료를 사용한 것이다.

Fig. 4.5를 보면 막가습기 및 발포금속 막가습기의 건조공기 유량이 증가함에 따라 차압이 증가하는 것을 알 수 있다. 유로의 면적은 일정하므로 유량이 증가함에 따라 속도가 증가하게 된다. 유체의 속도 증가는 유체와 관의 마찰력을 증가시키므로 차압을 증가시키게 된다. 마찰력은 유체의 점성저항과 압력저항에 의해 발생되며, 속도에 따른 점성저항은 선형적으로, 압력저항은 지수적으로 변한다. 연구결과를 보면 차압 증가 경향이 막가습기는 선형적, 발포금속 막가습기는 지수적인 것을 알 수 있다. 이를 통해 차압에 대한 유체의 점성저항의 영향은 막가습기에서 더 크게 작용하며, 원인은 전술한 바와 같이 막가습기의 다관형 유로 구성에 따른 영향인 것으로 판단된다.

점성의 영향에 의해 차압이 가장 크게 형성되는 막가습기의 배기가스측은 차압이 13,000(Pa)정도로써 배기가스측 내의 압력인 130,000(Pa)과 비교하였을 때 작은 압력차를 보인다. 또한 발포금속 막가습기의 차압은 막가습기와 비교하였을 때 대부분의 경우에 더 작은 값을 나타내는 것을 알 수 있다.

위와 같이 발포금속 가습기는 압력차에 있어서도 막가습기보다 유리해지는

효과를 가질 수 있고, 연료전지 시스템을 구성할 때에 유체 공급을 위한 펌프 등의 전원 공급을 줄일 수 있기 때문에 전체적인 효율이 더욱 증가되는 효과를 가질 수 있을 것이라 판단된다. 하지만 이러한 차압형성에 대해서 유리한 조건에 의한 시스템 효율 증가가 극적인 효과를 갖지는 못할 것이다. 왜냐하면 압력차 자체가 전체 시스템 압력에 비해서는 매우 작기 때문에 막가습기와 발포 금속 막가습기 모두 차압에 대한 효과를 무시할 수 있을 것이기 때문이다.

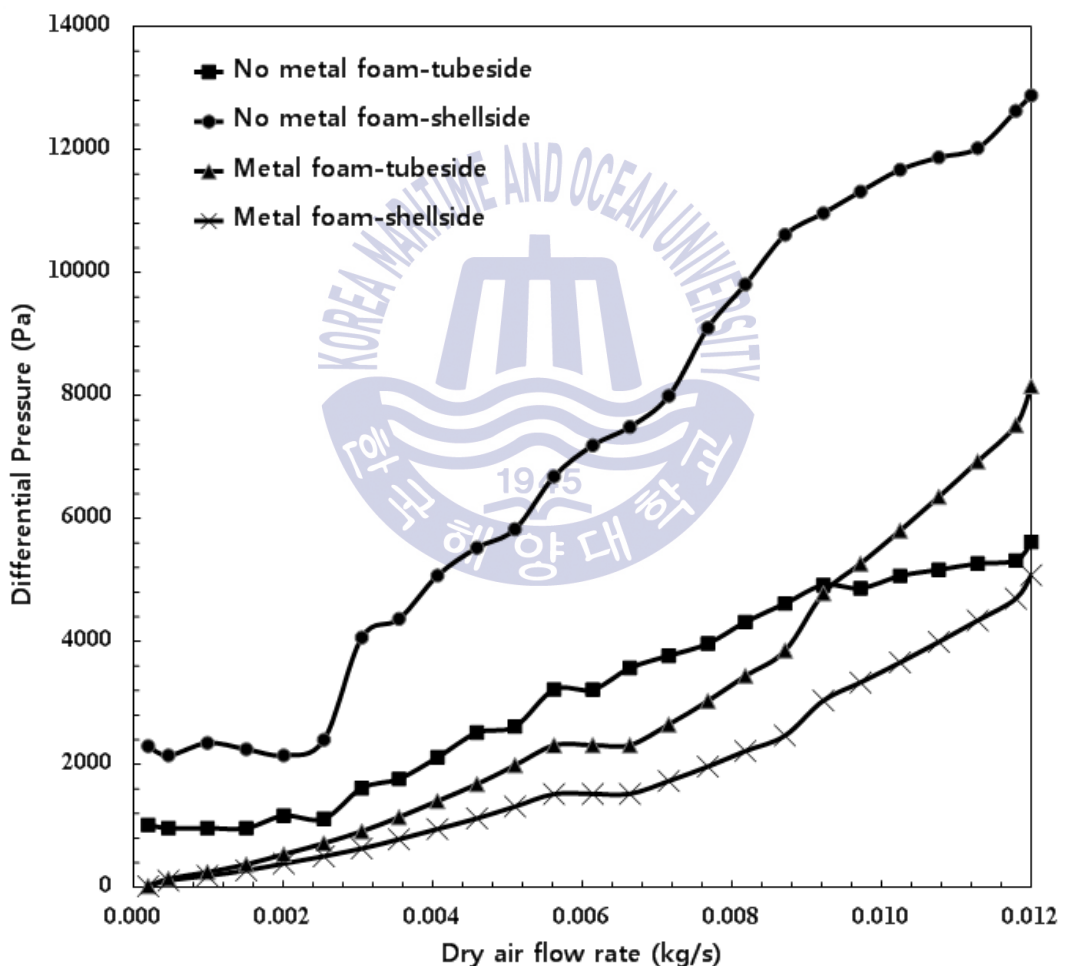


Fig. 4.5 Differential pressure of humidifier with and without porous metal foam for dry air flow rate

### 4.3 발포금속 막가습기에 대한 열·물질전달 특성

#### 4.3.1 발포금속 재질에 따른 영향

다양한 발포금속 재질에 따른 막가습기의 열·물질전달 특성 변화에 대하여 분석하였다. Table 4.5는 1번부터 4번까지 강합금(NiCrAl), 5번부터 8번까지 알루미늄 합금(FeCrAlY), 9번 및 10번이 세라믹 재질(Mullite & Zirconia)의 발포금속에 대한 온도 296K 조건에서의 물성치들을 나타낸 것이다<sup>[66]</sup>. Table 4.6은 발포금속 재질의 영향에 대한 계산조건을 나타낸 것이다.

**Table 4.5** Properties of the metallic and ceramic foam samples characterized experimentally<sup>[66]</sup>

| Material | Effective conductivity (W/m K) | Density (kg/m <sup>3</sup> ) | Diameter of pore (mm) | Porosity    | Specific heat (J/kg K) |     |
|----------|--------------------------------|------------------------------|-----------------------|-------------|------------------------|-----|
| 1        | NiCrAl                         | 0.266                        | 537                   | 1.4         | 0.937                  | 501 |
| 2        | NiCrAl                         | 0.257                        | 503                   | 1.2/0.6     | 0.941                  | 501 |
| 3        | NiCrAl                         | 0.246                        | 587                   | 0.8/0.4     | 0.931                  | 501 |
| 4        | NiCrAl                         | 0.308                        | 665                   | 2.8/1.4     | 0.922                  | 501 |
| 5        | FeCrAlY                        | 0.098                        | 230                   | 60PPI 0.423 | 0.968                  | 487 |
| 6        | FeCrAlY                        | 0.096                        | 230                   | 60PPI 0.423 | 0.968                  | 487 |
| 7        | FeCrAlY                        | 0.076                        | 253                   | 80PPI 0.32  | 0.965                  | 487 |
| 8        | FeCrAlY                        | 0.093                        | 270                   | 80PPI 0.32  | 0.963                  | 486 |
| 9        | Mullite                        | 0.279                        | 534                   | 1.2         | 0.809                  | 950 |
| 10       | Zirconia                       | 0.257                        | 966                   | 1.2         | 0.832                  | 451 |

**Table 4.6** Input parameters for modeling of conventional and porous metal foam humidifier

| Parameters                              | Value      |
|---|------------|
| Flow rate of dry air inlet              | 0.1(kg/s)  |
| Temperature of dry air inlet            | 299.15(K)  |
| Pressure of dry air inlet               | 297809(Pa) |
| Relative humidity of dry air inlet      | 40(%)      |
| Fraction of oxygen of dry air inlet     | 21(%)      |
| Flow rate of exhaust air inlet          | 0.1(kg/s)  |
| Temperature of exhaust air inlet        | 339.15(K)  |
| Pressure of exhaust air inlet           | 241969(Pa) |
| Relative humidity of exhaust air inlet  | 100(%)     |
| Fraction of oxygen of exhaust air inlet | 0.21(%)    |

Fig. 4.6 및 Fig. 4.7은 발포금속의 재질에 따른 열·물질전달률에 대한 결과 값을 나타낸 것이다. 결과는 알루미늄 합금이 가장 높았으며, 그 다음으로는 세라믹이 높았고, 강합금이 가장 낮았다. 강합금은 가격이 낮지만 열·물질전달률이 작으므로 막가습기에 사용하기에는 부적합할 것으로 판단된다. Table 4.5를 살펴보면 강합금의 유효열전도계수는 알루미늄 합금 또는 세라믹 합금의 40% 정도의 값을 가지므로, 열·물질전달률이 이 값에 비례하여 감소한 것으로 보인다. 따라서 가습기의 종류나 사양이 달라도 결과는 비슷할 것으로 판단된다.

열·물질전달률이 가장 높은 알루미늄 합금은 그 동안 발포금속으로써 많이 사용되었던 재료이며, 기술적인 완성도가 높으므로 가습기에 적용하기에 바람직할 것으로 판단된다. 비슷한 열·물질전달률을 보였던 세라믹의 종류인 플라이트와 지르코니아 소재는 열전도계수가 높으면서도 강성, 인성 및 내식성이 우수하다. 또한 이 소재의 가벼운 무게는 이동장치용으로써 개발될 가습기에 큰 장점이 될 수 있고, 이는 가습기에 적용하기에 가장 적절한 소재가 될 수 있을 것으로 판단된다.

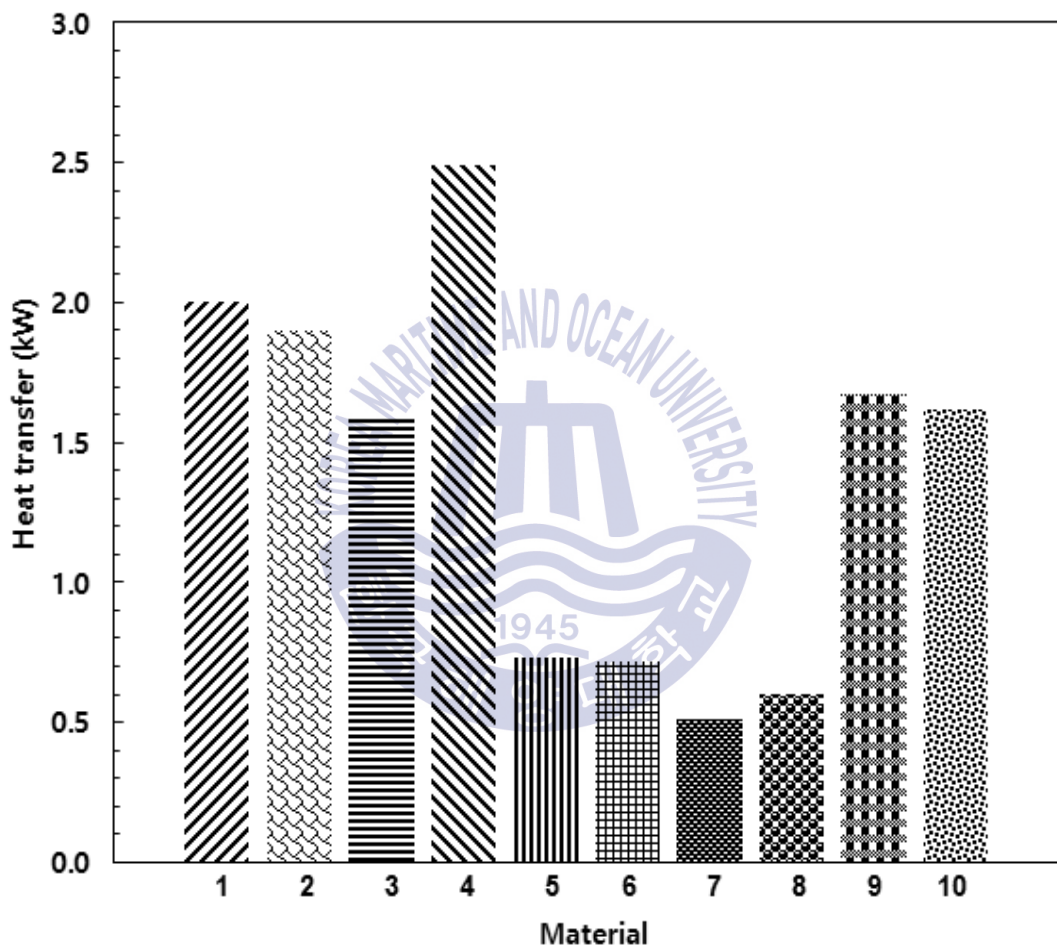


Fig. 4.6 Comparison of heat transfer among the humidifiers with various porous metal foam samples

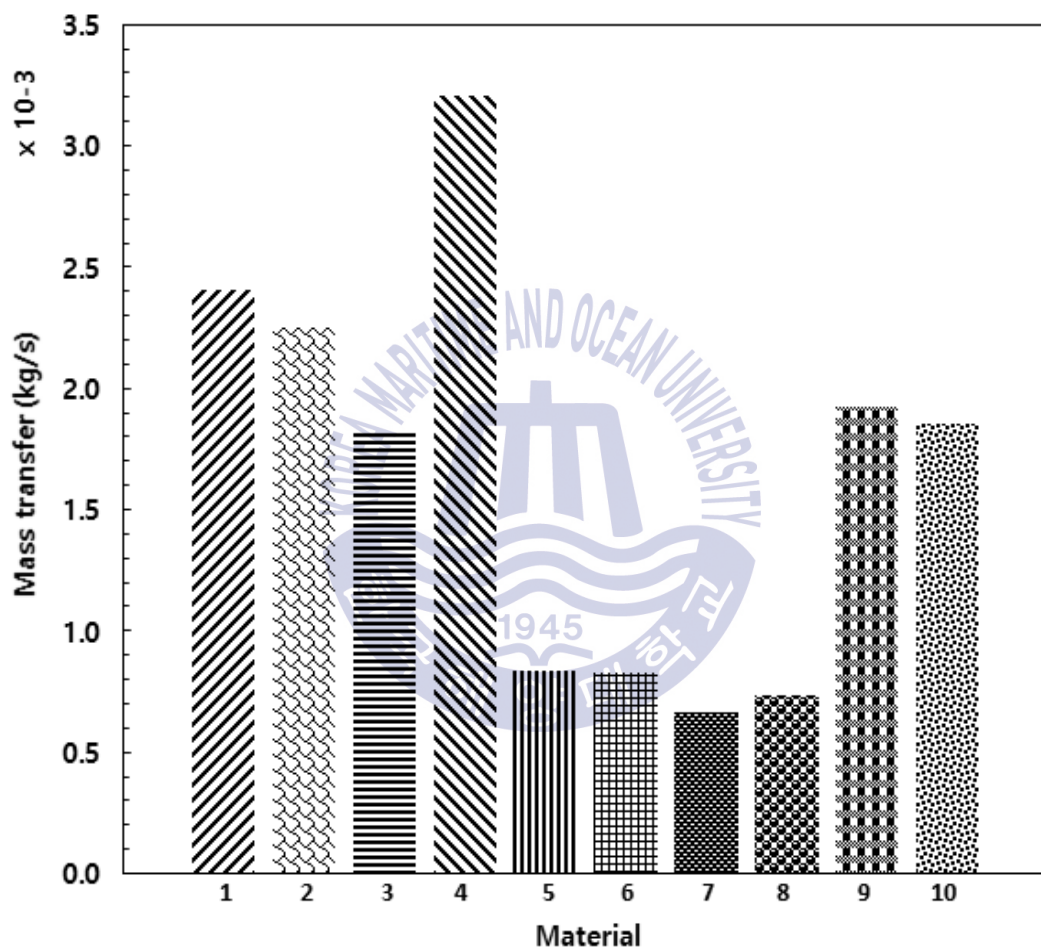


Fig. 4.7 Comparison of mass transfer among the humidifiers with various porous metal foam samples

### 4.3.2 발포금속 공극률에 따른 영향

발포금속 공극률에 따른 열·물질전달률 특성에 대하여 분석하였다. 시뮬레이션 모델의 계산 조건은 Table 4.6과 같고, 공극률은 0.8부터 0.99까지 변한다. Fig. 4.8은 공극률에 따른 열·물질전달률, Fig 4.9는 공극률에 따른 차압을 나타낸 것이다.

공극률이 0.8부터 0.96까지 증가하는 동안 열전달률은 소폭 감소했다. 식(2.15)에 따라 공극직경이 일정할 때 공극률이 증가함에 따라 금속직경이 감소하게 된다. 금속직경의 감소는 금속을 통한 전도열전달을 감소시킨다. 즉, 식(2.8)에서 알 수 있듯이 유효열전도계수가 감소하게 된다. 이는 열전달률을 감소시키는 원인이다. 그러나 열전달률의 감소폭이 작았으며, 이는 식(2.15)을 통해 알 수 있다. 공극률에 따라 금속직경은 로그적으로 감소한다. 즉 공극률 증가 초기의 금속직경 변화폭은 작으며, 열전달 변화폭 또한 작다. 반면, 공극률이 증가할수록 금속직경 변화폭은 점점 커진다. 이와 같은 이유로 공극률이 0.96이상 증가할 경우는 열전달의 급격한 감소를 보였다.

물질전달률은 열전달률과 같은 경향을 보였다. 식(2.20)에서 알 수 있듯이 열전달이 감소하면 막의 온도도 감소하므로 물질전달계수가 감소된다. 식(2.18)에 따라 물질전달계수가 감소하면 물질전달률 또한 감소한다. 이 때, 식(2.20)에서 물질전달계수는 온도의 1.5승에 비례하므로 열전달 변화폭보다 물질전달률 변화폭이 더 크게 나타난다. Fig 4.8에서도 알 수 있듯이 열전달률과 물질전달률의 변화 경향은 같으나 변화폭은 물질전달률이 더 큰 것을 알 수 있다.

공극률이 증가하면 열·물질전달률이 감소하므로 높은 공극률을 가진 발포금속 보다는 적당히 높은 공극률을 가진 발포금속을 사용하는 것이 바람직할 것으로 판단된다. Fig 4.9는 공극률이 낮을수록 차압이 증가함을 보여주고 있다. 차압의 증가는 유체 공급 펌프의 소요일을 증가시킬 수 있고, 이와 같은 가슴기로 구성된 연료전지 시스템의 전체 효율이 낮아질 수 있다. 따라서 공극률이 작을수록 전체 효율에서 불리해질 수 있다. 공극률이 0.96이하에서는 열전달의 변화가 거의 없었기 때문에 0.96정도의 공극률을 가진 발포금속을 사용하는 것이 바람직할 것으로 판단된다.



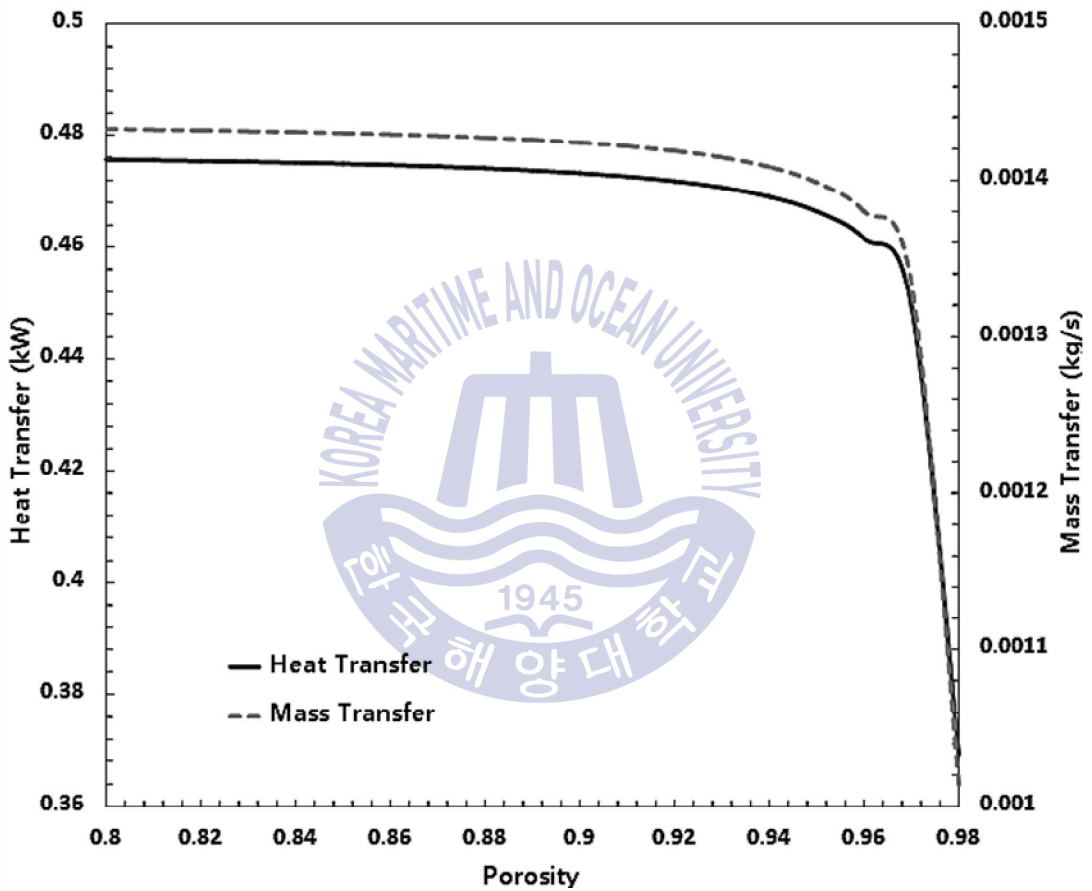


Fig. 4.8 Effects of porosity on performance of porous metal foam humidifier

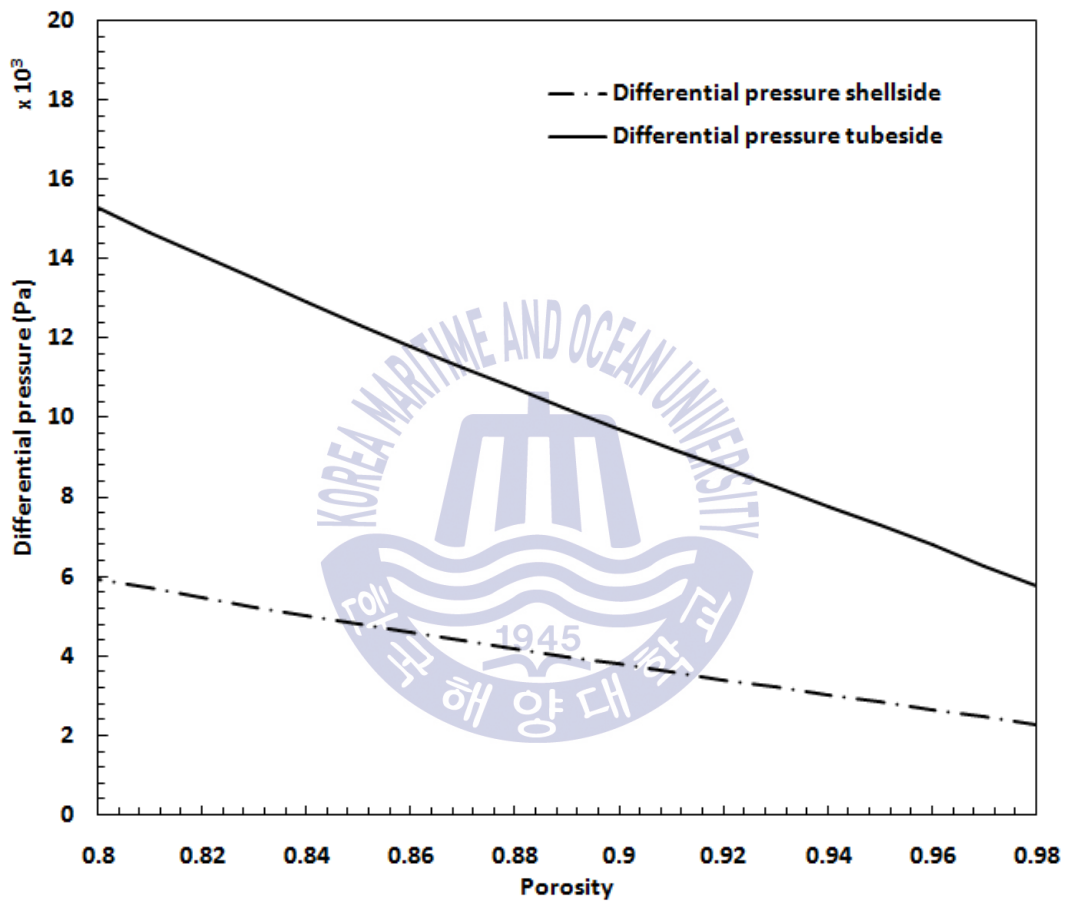


Fig. 4.9 Effects of porosity on differential pressure of porous metal foam humidifier

### 4.3.3 발포금속 공극직경에 따른 영향

발포금속 공극직경에 따른 열·물질전달률 특성에 대하여 분석하였다. 계산 조건은 Table 4.6과 같고, 공극직경의 크기는 0.00001m 부터 1m까지 변한다. Fig. 4.10은 공극직경에 따른 열·물질전달률을 나타낸 것이다. 공극직경의 변화 초기에 열·물질전달률 변화폭이 상당히 크므로, 가로축은 로그스케일을 이용하여 나타내었다.

공극직경이 0.001m까지 변할 때 열전달률은 대폭 증가했다. 공극률이 일정하면 식(2.8)에서 알 수 있듯이 유효열전도계수도 일정하다. 따라서 열·물질전달률은 대류의 영향만 받게 된다.

공극률이 일정하고, 공극직경이 증가하면 식(2.15)에 의해 금속직경은 증가한다. 이에 따라 식(2.14)에 의해 표면적밀도가 감소하며, 식(2.13)에 의해 레이놀즈수가 증가한다. 최종적으로 열전달률은 증가한다.

공극직경이 0.001m에서 1m까지 변함에 따른 열전달률 증가폭은 매우 작음을 알 수 있다. 식(2.9)을 보면 레이놀즈수에 따른 누셀수 변화는 로그적이다. 그러므로 초기의 변화폭은 크고, 후기의 변화폭은 작아진다. 이 때문에 열전달률도 같은 경향을 보이는 것으로 판단된다.

물질전달률은 열전달률과 같은 경향을 보이고, 이유는 4.3.2절에서 서술한 바와 같이 열전달률의 증가는 막의 온도를 증가시키고, 이에 따라 물질전달계수가 증가하기 때문이다.

가습기에 적용할 재료를 선정함에 있어서 공극직경이 0.001m 이상인 발포금속을 사용하는 것이 적합할 것으로 보인다. 재료의 강도는 공극직경이 작을수록 유리하므로 이 두 가지의 상호 관계를 고려하여 적절한 공극직경을 선택해야 할 것으로 판단된다.

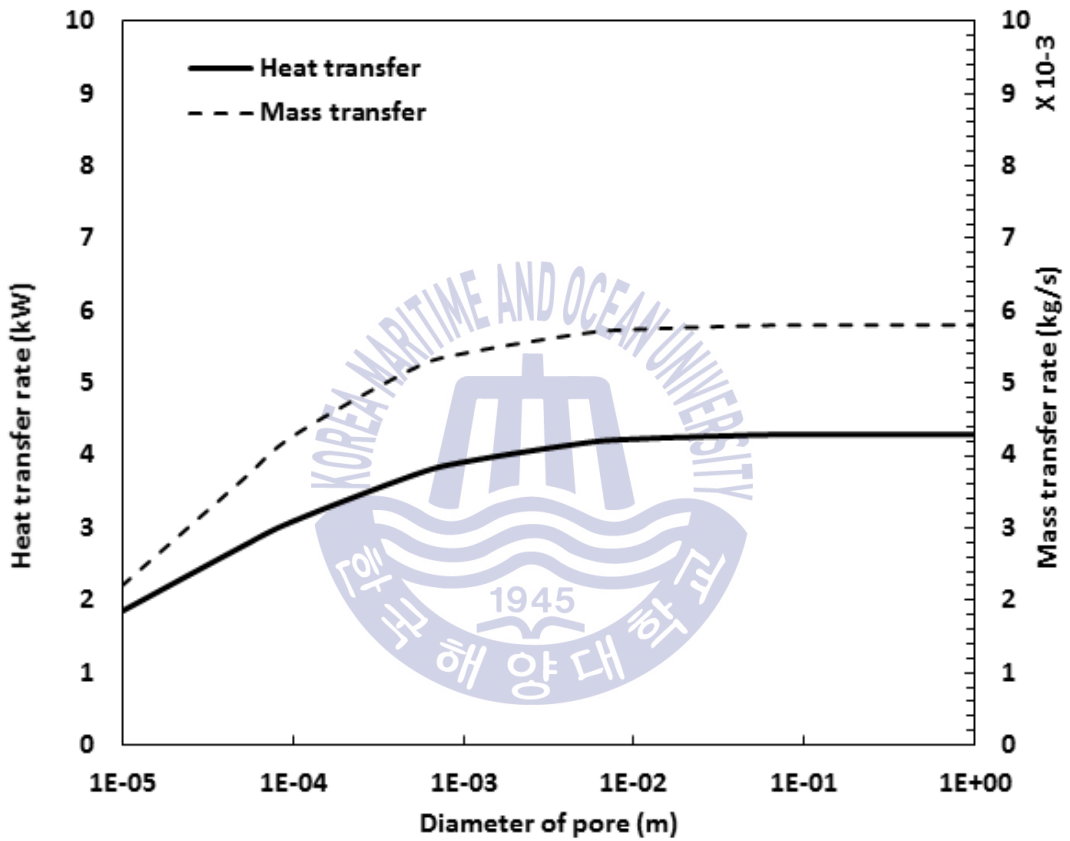


Fig. 4.10 Effects of pore diameter on performance of porous metal foam humidifier

#### 4.3.4 발포금속 압축률에 따른 영향

본 절의 계산조건은 Table 4.6 및 Table. 4.7과 같다. Table. 4.7은 압축률에 따른 공극직경과 공극률에 대한 값을 나타낸 것이다. Fig. 4.11은 발포금속의 압축률에 따른 열·물질전달률을 나타낸 것이다. 발포금속의 압축률(ppi; pore per inch)이 증가하면 공극직경은 작아지며, 공극률( $\epsilon$ )은 증가한다. 또한 금속 부분(Struts)의 수가 증가하면, 금속직경은 감소한다.[67]

계산 결과 압축률이 증가하면 열·물질전달률은 감소함을 알 수 있었다. 이유는 4.3.2절 및 4.3.3절에서 서술한 바와 같이 압축률이 증가하면 공극직경이 감소하고, 공극률은 증가하므로 열·물질전달률은 감소하기 때문이다.

압축률이 높은 재료를 썼을 경우에 열·물질전달률의 감소가 크지 않기 때문에 가습기의 강도 측면에서 볼 때 압축률이 큰 것이 유리할 수 있을 것으로 판단된다.

**Table 4.7** Material properties of the porous metal foam samples for different pore per inch<sup>[68]</sup>

| Samples | Pore per inch | Diameter of Pore (m) | $\epsilon$ |
|---------|---------------|----------------------|------------|
| A       | 5.4           | 0.0047               | 0.927      |
| B       | 5.6           | 0.0046               | 0.911      |
| C       | 11.5          | 0.0022               | 0.938      |
| D       | 12.8          | 0.0020               | 0.937      |

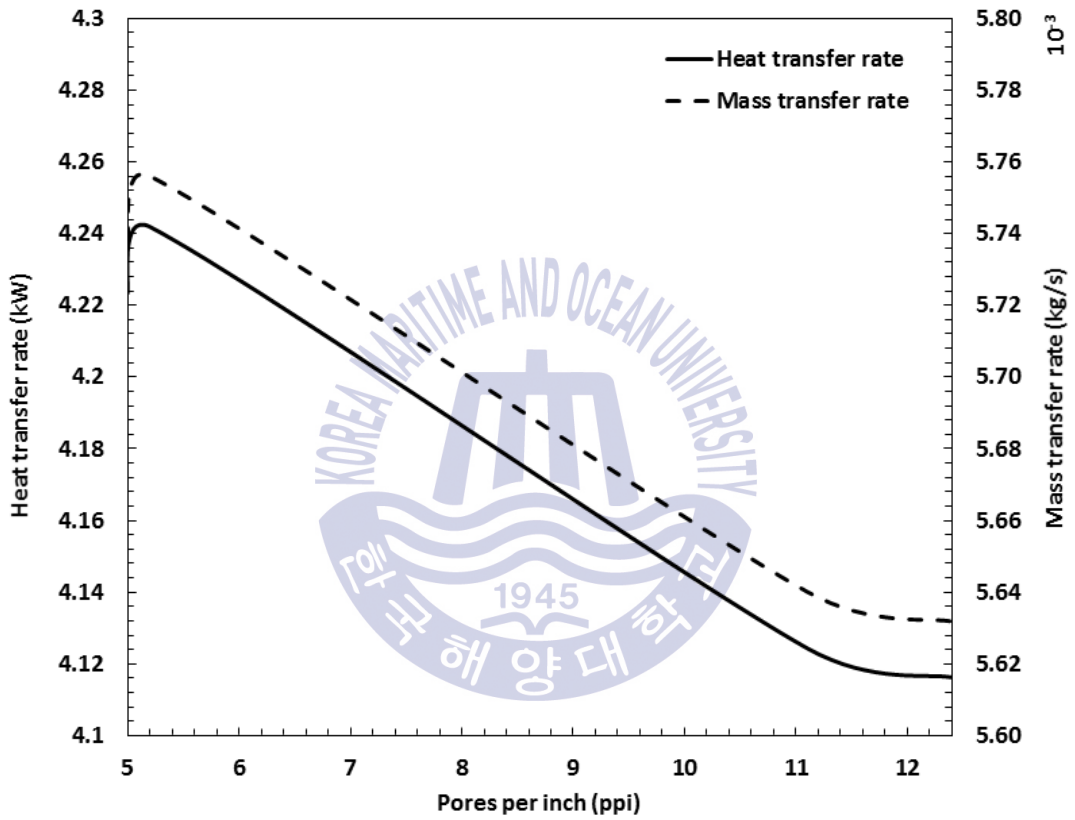


Fig. 4.11 Effects of ppi on performance of porous metal foam humidifier

### 4.3.5 배기가스 및 건조공기의 유량에 따른 영향

#### (1) 배기가스 유량에 따른 영향

본 절의 계산조건은 배기가스 유량을 제외하고 Table 4.6과 같다. 배기가스 유량은 0~0.5(kg/s)로 변한다. Fig. 4.12는 가습기의 배기가스 공급 유량에 따른 열·물질전달률을 나타낸 것이다.

배기가스 유량이 0.1(kg/s)까지 변하는 동안 열·물질전달률은 급격히 증가함을 알 수 있다. 배기가스 유량이 증가하면 면적 및 밀도가 일정하므로 속도가 증가한다. 식(2.13)에 따라 배기가스측 유체 속도가 증가하면 배기가스측의 레이놀즈수가 증가한다. 이에 따라 대류열전달계수 및 열전달률이 증가한다.

다음의 결과를 보기에 앞서 열저항이라는 요소를 설명할 필요가 있다. 열저항은 열전달계수의 역수이고, 열전달을 방해하는 정도를 나타낸 인자로써 1(kW)의 에너지를 이동시키는데 필요한 온도차라고 정의할 수 있으며, 단위 (K/kW)로 나타낸다. 열저항은 대류열전달 현상에 있어서는 유체의 속도가 느릴수록 커지게 된다. 본 절에서 총열저항은 건조공기측의 대류열저항, 배기가스측의 대류열저항, 막의 전도열저항으로 분류할 수 있다.

유량이 0.1~0.5(kg/s)로 변함에 따라 열전달률의 변화폭은 매우 작았다. 이는 두 가지 이유 때문이다. 속도 변화에 따른 누셀수는 식(2.9)에서 알 수 있듯이 로그적으로 변화하고, 열전달률 또한 속도에 대해 로그적인 증가를 보인다고 할 수 있다. 또한 유량 변화 초기에 배기가스측의 열저항은 매우 큰 값을 가지므로 열저항 감소가 총열저항 감소에 미치는 영향은 컸지만, 후기에 막 및 건조공기측의 열저항은 변하지 않으므로 배기가스측의 열저항이 감소하여도 총열저항의 감소폭은 작다. 이러한 이유로 인해 유량 변화 초기에 속도 변화에 따른 열전달률의 변화폭은 크지만, 후기에는 작은 것이다. 물질전달률도 열전달률과 같은 경향을 보였고, 이는 4.3.2절에서 서술한 바와 같이 열전달률에 의한 막의 온도상승과 이에 따른 물질전달계수 증가 때문이다. 첨언하면 유량 0.1~0.5(kg/s) 구간의 열전달률은 10%, 물질전달률은 20% 증가했으므로 이 부분도 같은 경향을 나타낸다고 판단된다.

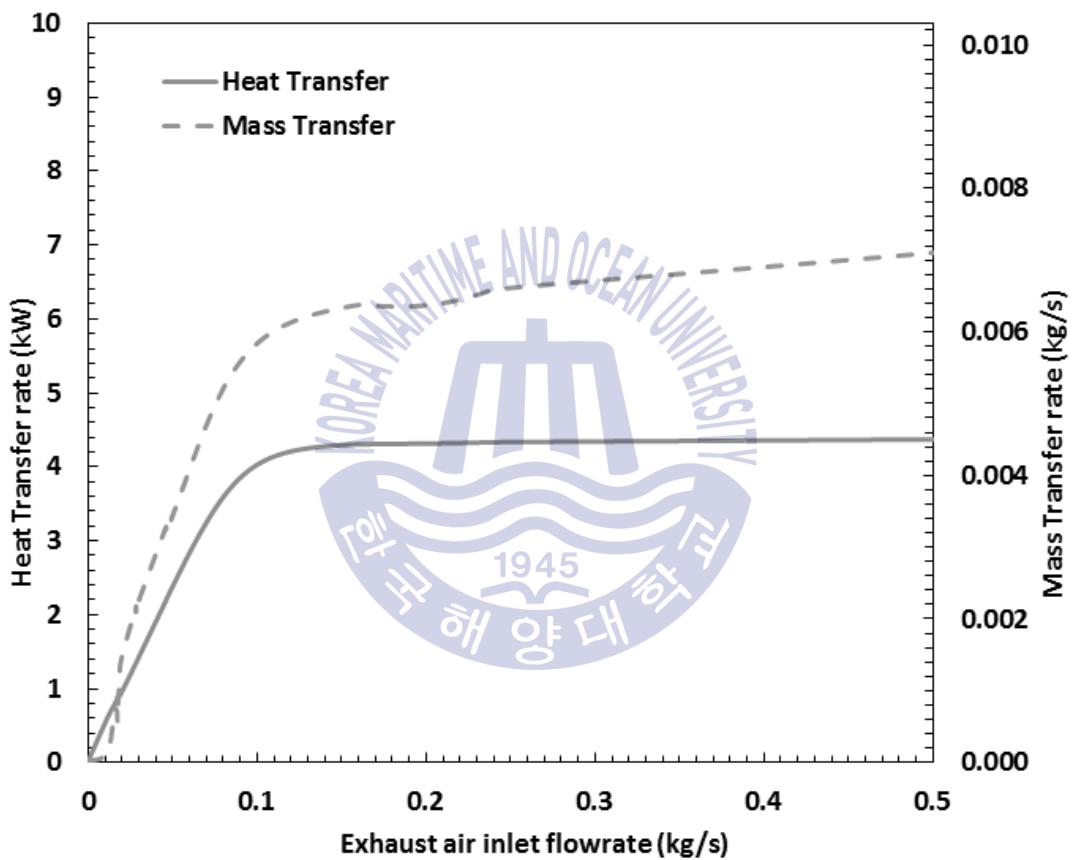


Fig. 4.12 Effects of exhaust air flow rate on performance of porous metal foam humidifier



## (2) 건조공기 유량에 따른 영향

본 절의 계산조건은 건조공기 유량을 제외하고 Table 4.6과 같다. 건조공기 유량은 0~0.5(kg/s)로 변한다. Fig. 4.13은 건조공기 유량에 따른 열·물질전달률을 나타낸 것이다.

건조공기의 유량이 0~0.1(kg/s)로 변하는 동안 열·물질전달률은 급격히 증가하였다. 4.3.5.(1)절에 서술한 바와 같이 유량이 증가하면 속도는 증가한다. 따라서 열전달률도 증가하게 된다. 물질전달률 또한 같은 경향을 나타냈고, 이유는 4.3.2절에 서술한 바와 같이 열전달률 증가에 따른 막의 온도 상승과 물질전달 계수의 증가 때문이다.

건조공기의 유량이 0.1~0.5(kg/s)로 변하는 동안 열전달률은 10%정도 증가하였고 물질전달률은 감소하였다. 이는 열전달률의 경우에 4.3.5.(1)절에 서술한 바와 같이 건조공기측 열저항의 감소가 총열저항에 미치는 영향은 작기 때문이다.

4.3.2절에서 살펴본 바와 같이 물질전달률은 막의 온도에 따라 영향을 받는다. 유량이 0.1~0.5(kg/s)로 변할 때, 열전달률의 증가폭은 매우 작고, 유량은 매우 크게 증가한다. 유량이 증가하면 유체의 비열량이 증가하고, 열량 증가에 따른 온도변화는 감소한다. 이에 따라 막의 온도 또한 감소한다. 결국 물질전달률도 감소하게 된다. 여기서 알 수 있는 것은 유량이 변하면 물질전달률의 경향이 열전달률의 경향과 달라진다는 것이다. 앞서 살펴본 물질전달률의 경향은 모두 유량이 일정했기 때문에 막의 온도에 따른 영향만 받았으므로, 막의 온도에 영향을 주는 열전달의 경향과 같았다.

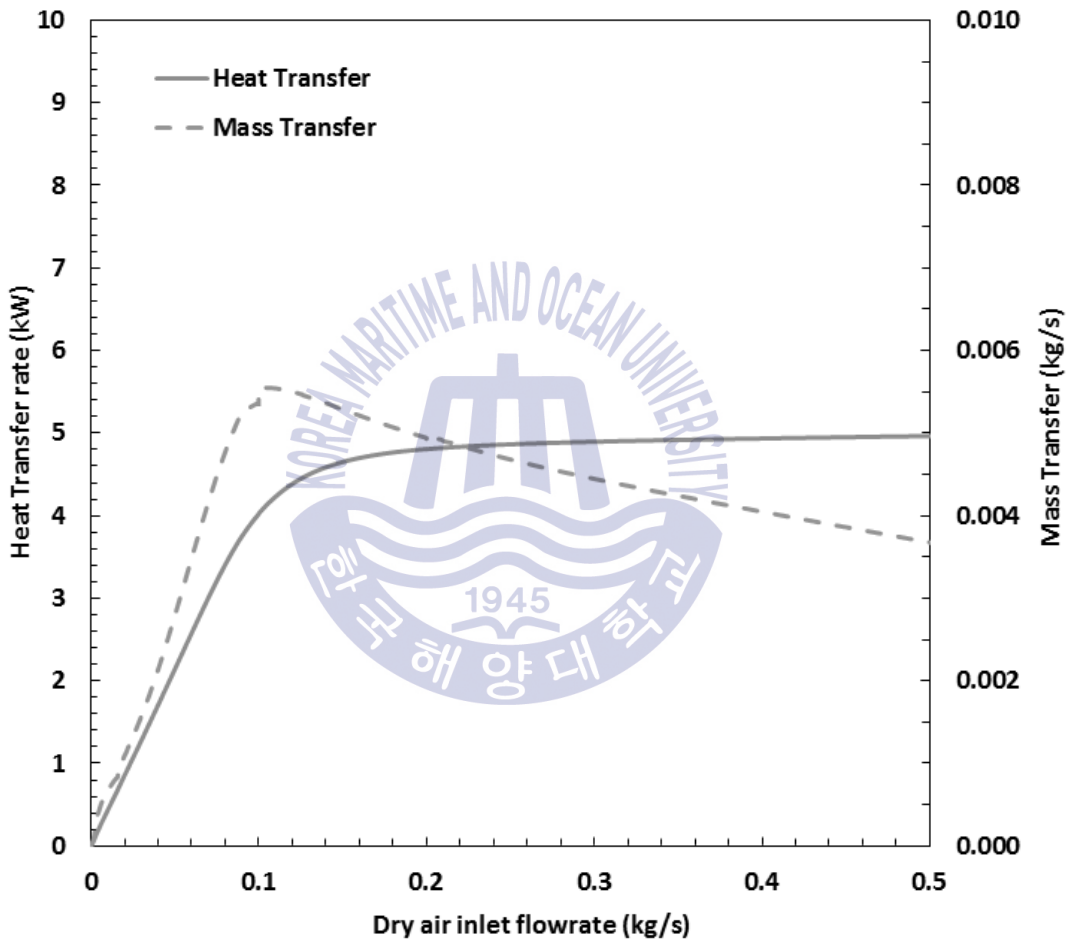


Fig. 4.13 Effects of dry air flow rate on performance of porous metal foam humidifier

### 4.3.6 배기가스 및 건조공기의 온도에 따른 영향

#### (1) 배기가스 온도에 따른 영향

본 절의 계산 조건은 배기가스측 온도를 제외하고 Table 4.6과 같다. 배기가스측 입구의 온도는 325~370(K)로 변한다. Fig. 4.14는 배기가스측 입구의 온도에 따른 열·물질전달률을 나타낸 것이다.

배기가스측 입구의 온도가 증가함에 따라 열·물질전달률은 증가했다. 배기가스측 온도가 증가하면, 건조공기측과의 평균온도차가 증가하기 때문에 열전달률도 증가한다. 물질전달률도 열전달률과 같은 경향을 나타내며, 이유는 4.3.6 절과 같이 열전달률 증가에 따른 막의 온도 상승과 물질전달계수 증가 때문이다. 따라서 배기가스측의 입구 온도를 증가시키는 것은 가습기의 열·물질전달률을 올릴 수 있는 방법이라고 판단된다.



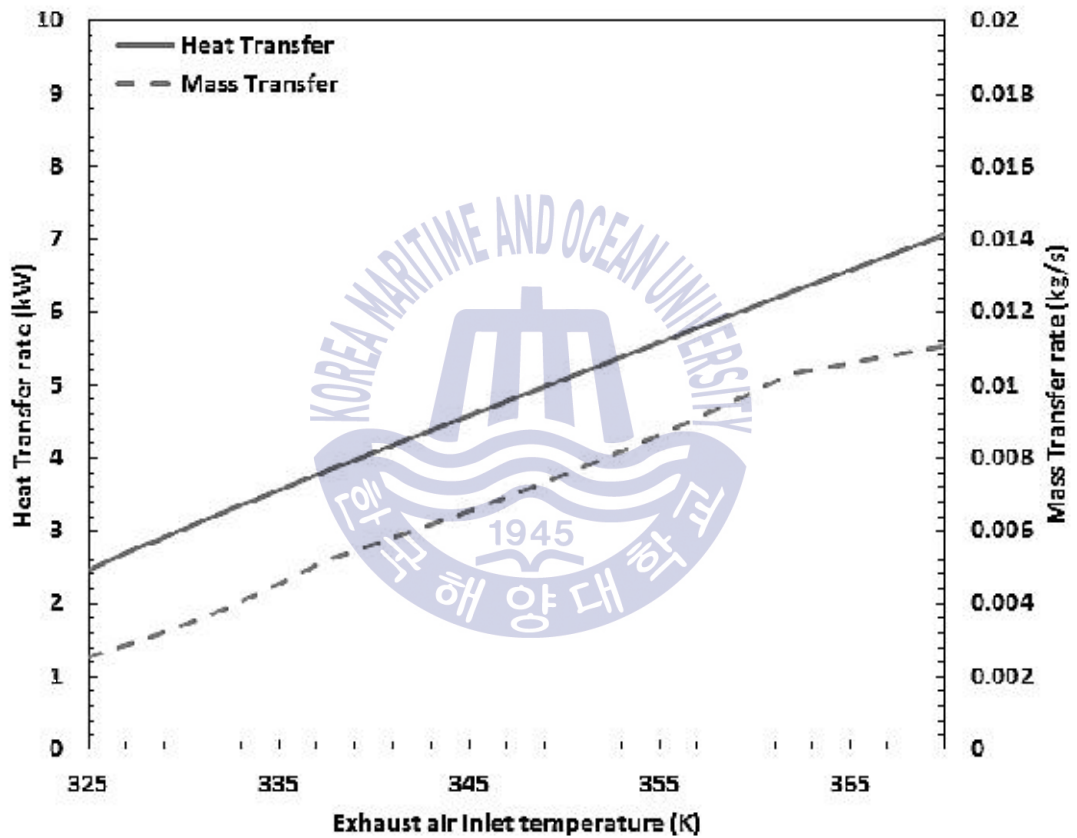


Fig. 4.14 Effects of exhaust air inlet temperature on performance of porous metal foam humidifier

## (2) 건조공기 온도에 따른 영향

본 절의 계산 조건은 건조공기측 입구 온도를 제외하고 Table 4.6과 같다. 건조공기측 입구 온도는 275~330(K)로 변한다. Fig. 4.15는 건조공기측 온도에 따른 열·물질전달률을 나타낸 것이다.

Fig. 4.15를 보면 건조공기측 온도가 증가함에 따라 열전달률은 감소했으며, 물질전달률은 온도가 300K까지 변할 때 거의 변화가 없었고, 그 이후에는 감소했다.

열전달률이 감소된 이유는 건조공기측 온도가 증가될 때 배기가스측 온도가 일정하기 때문에 두 유체 간의 온도차가 감소하기 때문이다. 온도차가 감소하면 열전달률도 감소하게 된다.

물질전달률은 초반에 거의 변화가 없었고, 그 이후에는 감소했다. 이는 유체의 수분 함유량과 막의 온도에 따른 물질전달률 변화 때문이다. 건조공기측의 수분 함유량이 증가하면 물질전달률은 감소한다. 반대로 막의 온도가 증가하면 물질전달률은 증가하게 된다. 건조공기의 온도가 증가하면 공기의 포화수증기압이 증가하게 되며, 상대습도를 일정한 조건에서 계산하였으므로 공기의 수분함량은 증가하게 된다. 이는 물질전달률을 감소시키는 원인이다. 이와 동시에 건조공기의 온도가 증가함에 따라 막의 온도도 증가하게 된다. 이는 반대로 물질전달률을 증가시키는 원인이다. 이 때 온도에 따른 수분 함유량은 지수적으로 변화하고, 이에 따른 물질전달률은 지수적으로 감소한다. 또한 막의 온도는 선형적으로 증가하고, 이에 따른 물질전달률도 선형적으로 증가한다. 결국, 온도가 변화되는 초기에 수분함유량과 온도 변화의 물질전달률에 대한 영향이 서로 상쇄되기 때문에 물질전달률은 거의 변화가 없었고, 그 이후에 온도 변화가 진행됨에 따라 물질전달률에 지수적으로 영향을 주는 수분함유량이 증가했으므로, 물질전달률은 감소된 것으로 판단된다.

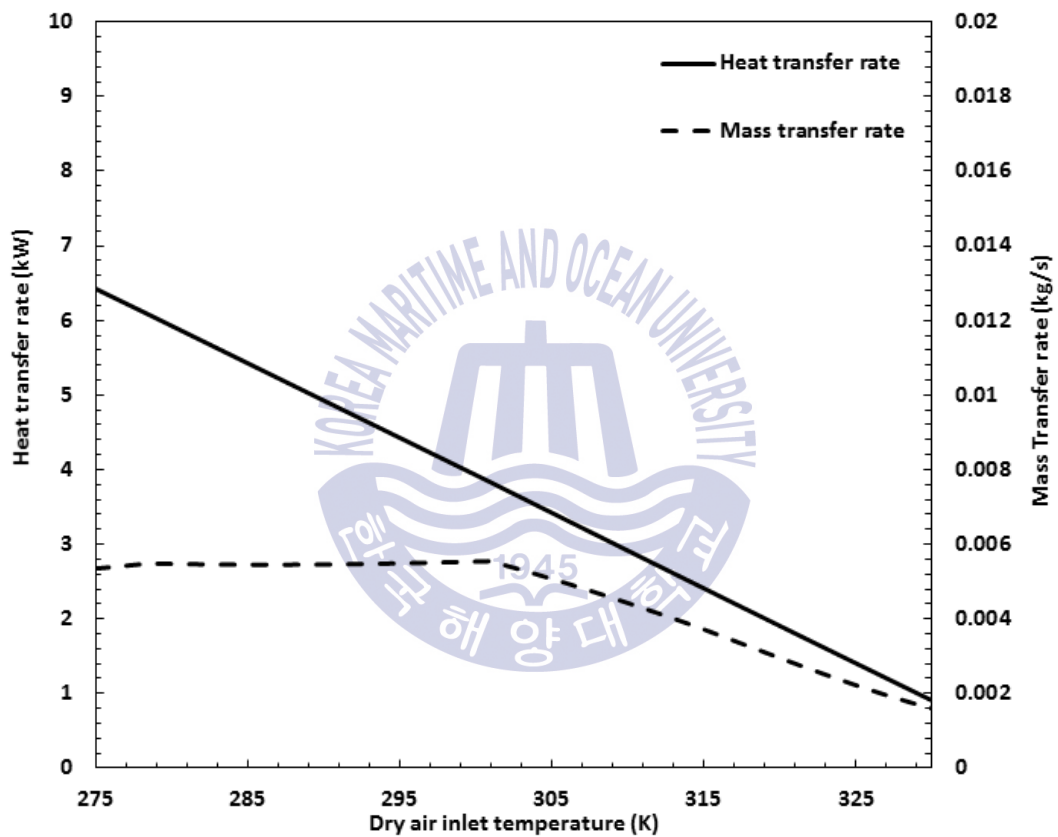


Fig. 4.15 Effects of dry air inlet temperature on performance of porous metal foam humidifier

### 4.3.7 배기가스 산소 농도에 따른 영향

본 절의 계산 조건은 산소농도를 제외하고 Table 4.6과 같다. 산소농도는 0~100%로 변한다. Fig. 4.16은 배기가스 산소농도에 따른 열·물질전달률을 나타낸 것이다.

산소농도는 열·물질전달률에 영향을 미치지 않는 것으로 나타났다. 이는 산소와 공기혼합물 간에 열전달률과 비례관계에 있는 물성치인 비열량과 물질전달률과 비례관계에 있는 물질량이 비슷하기 때문이다. 따라서 가습기 설계에 있어서 산소농도에 대한 조건을 크게 고려할 필요는 없을 것으로 판단된다.

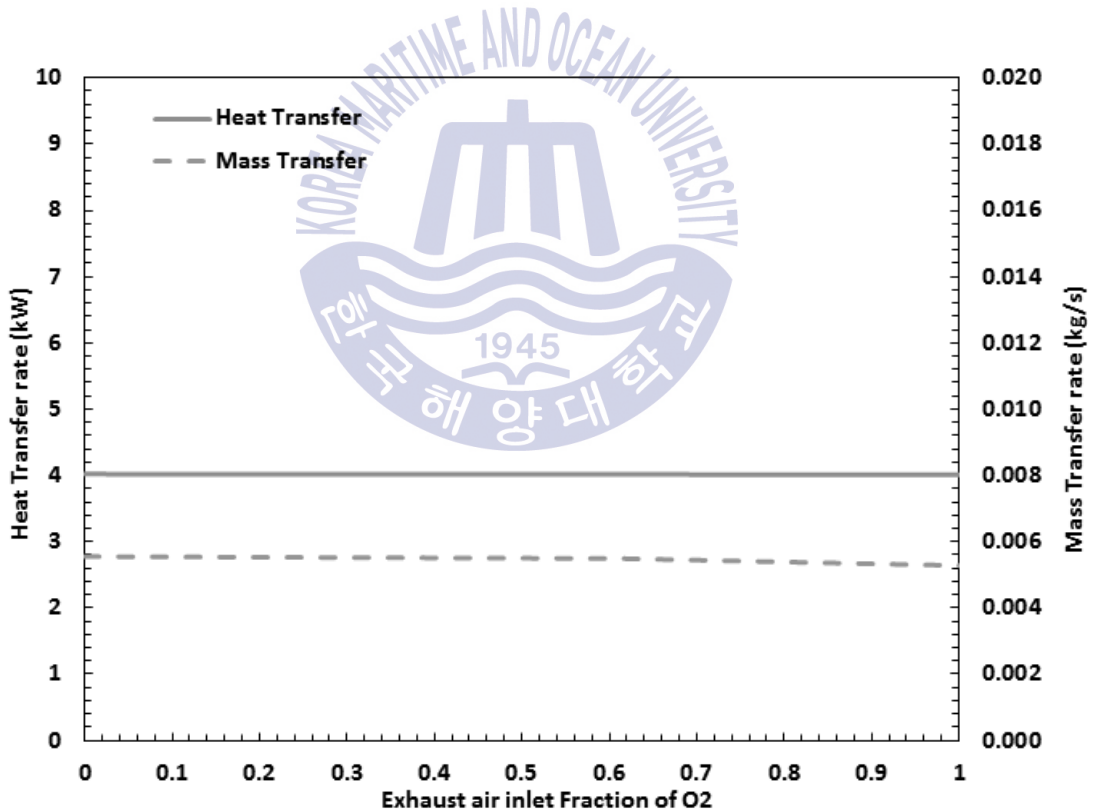


Fig. 4.16 Effects of exhaust air inlet fraction of Oxygen on performance of porous metal foam humidifier

### 4.3.8 배기가스 및 건조공기의 상대습도에 따른 영향

#### (1) 배기가스 상대습도에 따른 영향

본 절의 계산 조건은 배기가스 상대습도를 제외하고 Table 4.6과 같다. 배기가스의 상대습도는 0~100%로 변한다. Fig 4.17은 배기가스측 상대습도 변화에 따른 열·물질전달률을 나타낸 것이다.

상대습도의 증가에 따라 열전달률은 소폭 증가하고, 물질전달률은 대폭 증가하였다. 열전달률이 증가한 이유는 공기보다 수분의 비열이 높기 때문에 상대습도가 증가함에 따라 배기가스의 수분 함유량이 증가하였고, 이에 따라 평균 비열이 증가했기 때문이다. 이에 따라 대류열전달계수가 증가하므로, 열전달률도 증가하였다. 그러나 상대습도가 100%가 되더라도 수분의 증가량이 크지 않기 때문에 열전달률은 소폭만 증가했다.

물질전달률이 증가한 원인은 배기가스의 상대습도가 증가되면 수분농도가 증가하게 되므로, 건조공기와 배기가스 간의 수분 농도차가 증가되기 때문이다. 이 때 상대습도의 증가에 따른 수분 농도차가 대폭 증가했으므로, 물질전달률도 대폭 증가했다.



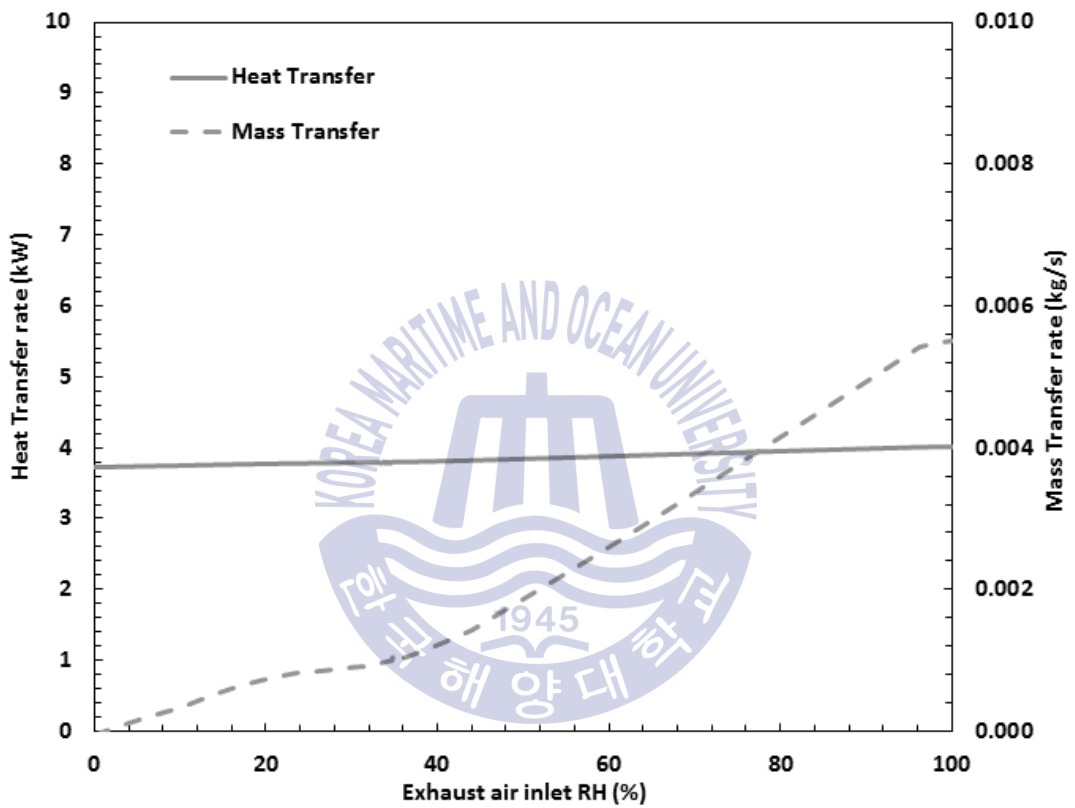


Fig. 4.17 Effects of exhaust air inlet relative humidity on performance of porous metal foam humidifier

## (2) 건조공기 상대습도에 따른 영향

본 절의 계산 조건은 건조공기 상대습도를 제외하고 Table 4.6과 같다. 건조공기의 상대습도는 0~100%로 변한다. Fig. 4.18은 건조공기의 상대습도에 따른 열·물질전달률을 나타낸 것이다.

건조공기의 상대습도가 증가함에 따라 열전달률은 소폭 증가했고, 물질전달률은 감소했다. 열전달률이 증가한 이유는 4.3.9.(1)에 서술한 바와 같이 비열이 증가했기 때문이다. 수분 함유량 변화는 온도에 따라 지수적으로 변하며, 건조공기의 온도가 낮기 때문에 건조공기의 온도에 따른 수분의 함유량 변화는 배기가스 보다 낮다. 따라서 비열의 변화는 거의 없다. 이 때문에 열전달률 변화도 매우 작았다.

물질전달률의 감소 이유는 건조공기의 상대습도가 증가하면 수분 함유량이 증가하므로, 건조공기와 배기가스 간의 농도차가 감소하기 때문이다. 이 때 건조공기의 온도가 낮기 때문에 상대습도에 따른 농도변화는 작다. 따라서 물질전달률 변화도 작았다.

결과에 따르면 건조공기의 상대습도에 따라 물질전달률이 감소하는 효과가 매우 작았기 때문에 가습기 설계에 건조공기의 상대습도를 크게 고려할 필요는 없다. 또한 보통 건조공기는 대기 중의 공기를 가열하여 사용하기 때문에 상대습도의 변화가 크게 생기며, 이 변화에 따른 가습기 열·물질전달률 변화폭은 작기 때문에 온도제어기와 같은 장치는 필요하지 않을 것으로 판단된다.

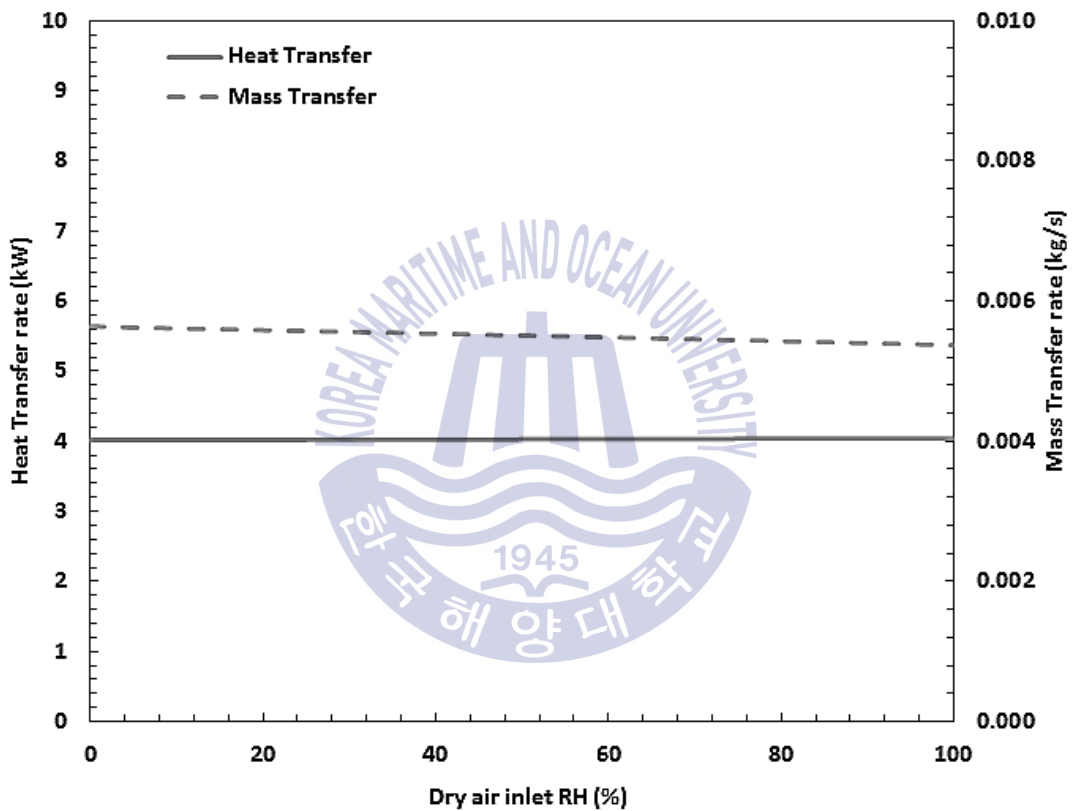


Fig. 4.18 Effects of dry air inlet relative humidity on performance of porous metal foam humidifier

### 4.3.9 막의 두께에 따른 영향

본 절의 계산 조건은 Table 4.6과 같고, 막의 두께는 10~100( $\mu\text{m}$ )로 변한다. Fig. 4.19는 막의 두께에 따른 열·물질전달률을 나타낸 것이다.

막의 두께는 열전달률에 영향을 주지 않는 것으로 나타났다. 이는 막의 두께가 매우 얇기 때문에 열저항이 크지 않고, 두께가 10배로 증가한다고 하여도 총 합열전달계수에 미치는 영향이 제한적이기 때문이다. 물질전달률은 식(2.18)에서 알 수 있듯이 막의 두께와 물질전달률은 반비례하므로 감소함을 알 수 있다.

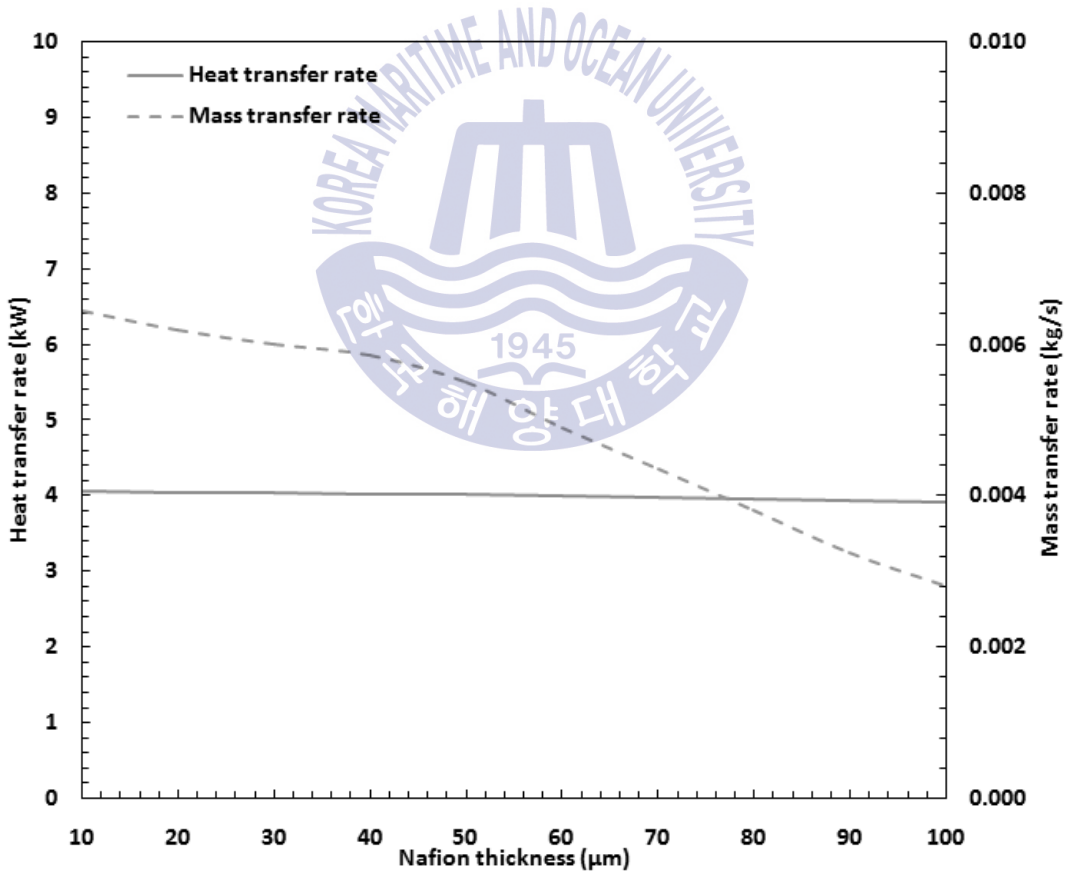


Fig. 4.19 Effects of nafion membrane thickness on performance of porous metal foam humidifier

#### 4.3.10 튜브의 직경에 따른 영향

본 절의 계산조건은 Table 4.8과 같고, 튜브의 직경은 0~0.045(m)로 변한다. Fig. 4.20은 튜브의 직경에 따른 열·물질전달률을 나타낸 것이다.

본 절의 연구 결과는 Park et al. (2008)의 연구 결과인 튜브의 직경이 증가할수록 열·물질전달률이 증가한다는 것과 유사한 결과다<sup>[20]</sup>. 그러나 Fig. 4.20을 보면 발포금속 가습기에서는 물질전달률은 크게 증가하나 열전달은 매우 작게 증가함을 알 수 있다. 튜브의 직경이 증가한다는 것은 열·물질전달 면적이 증가함을 의미한다. 이는 열·물질전달률을 증가시키는 요인이다. 반면, 직경이 증가하면, 유체의 속도가 감소하며, 대류열전달계수가 감소하므로 열전달은 감소하는 원인이 된다. 따라서 열전달면적의 증가와 속도감소의 두 가지 효과가 상쇄되어 열전달의 변화폭은 매우 작았다. 물질전달률은 면적에만 영향을 받으므로 증가하였다.

막가습기의 경우에는 유체의 속도의 감소에 의한 영향보다는 면적의 증가에 의한 영향이 더 크기 때문에 열·물질전달률이 증가한 것으로 판단된다. 발포금속 막가습기에서는 금속에 의한 전도열전달이 주요한 영향을 미치는데 속도가 감소하게 되면 막을 통한 열전달뿐만 아니라 금속을 통한 열전달도 감소하게 된다. 따라서 속도의 감소는 막가습기보다 열전달률 감소에 더 큰 영향을 미친다. 가습기 설계에 있어서 튜브의 직경을 최대한 늘려 주는 것이 효율에 있어서 유리할 것으로 판단된다.

**Table 4.8** Input parameters for modeling of conventional and porous metal foam humidifier

| Parameters                              | Value       |
|---|-------------|
| Flow rate of dry air inlet              | 0.004(kg/s) |
| Temperature of dry air inlet            | 298.15(K)   |
| Pressure of dry air inlet               | 131722(Pa)  |
| Relative humidity of dry air inlet      | 30(%)       |
| Fraction of oxygen of dry air inlet     | 21(%)       |
| Flow rate of exhaust air inlet          | 0.003(kg/s) |
| Temperature of exhaust air inlet        | 343.15(K)   |
| Pressure of exhaust air inlet           | 131722(Pa)  |
| Relative humidity of exhaust air inlet  | 100(%)      |
| Fraction of oxygen of exhaust air inlet | 0.01(%)     |

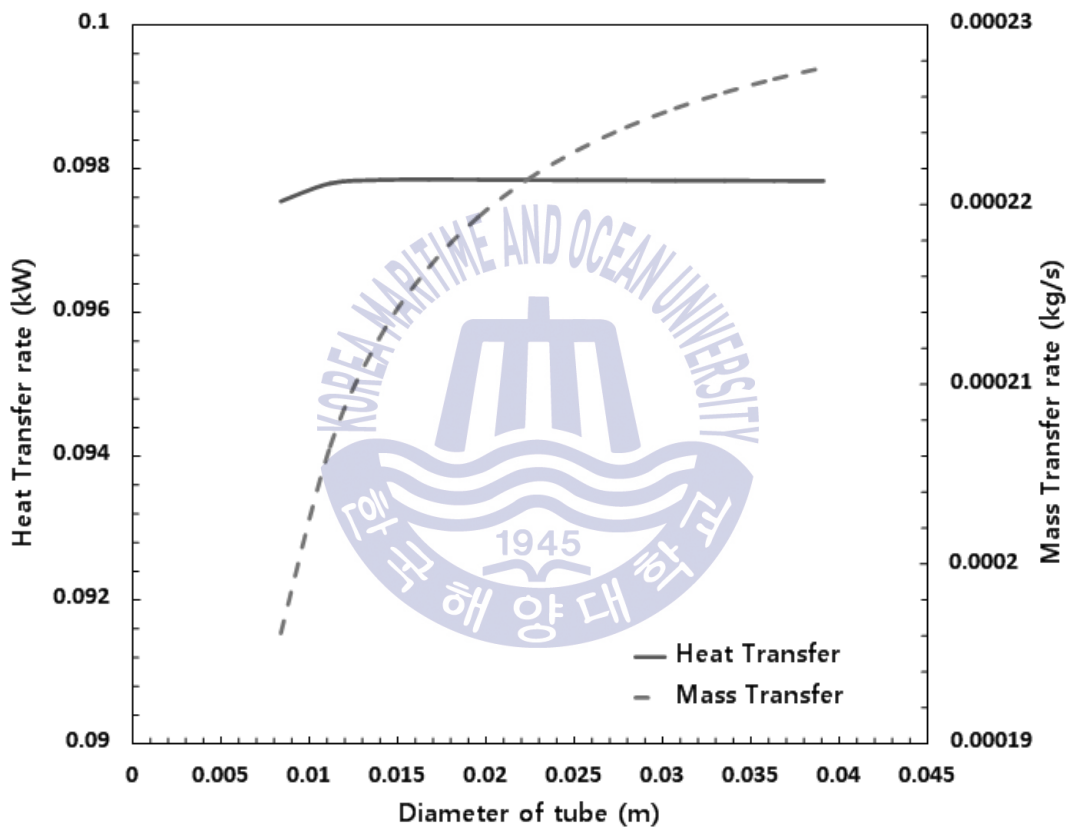


Fig. 4.20 Effects of diameter of tube on performance of porous metal foam humidifier

#### 4.3.11 셸의 직경에 따른 영향

본 절의 계산조건은 Table 4.8과 같고, 셸의 직경은 0~1(m)로 변한다. Fig. 4.21은 셸의 직경에 따른 열·물질전달률을 나타낸 것이다.

셸의 직경이 증가함에 따라 열·물질전달률이 감소하는 것을 알 수 있다. 셸의 직경이 증가하면 유량은 일정하므로 유속이 감소하게 되며, 유속의 감소로 레이놀즈수 및 누셀수가 감소되며, 이에 따라 배기가스측의 열전달계수가 감소하게 된다. 따라서 가습기의 총합열전달계수가 감소함에 따라 전체 열전달률은 감소하게 되는 것으로 보인다.

물질전달률도 열전달률과 같은 경향을 보임을 알 수 있다. 이유는 4.3.6절에서 설명한 바와 같이 열전달률의 증가는 막의 온도를 증가시키므로, 이에 따라 물질전달 계수가 증가되기 때문이다. 따라서 가습기의 설계에 있어서 셸의 두께를 얇게 할수록 열·물질전달률 향상에 유리할 것이라고 판단되며, 이러한 결과는 Park et al. (2008)의 연구에서 알 수 있듯이 막가습기와 같은 결과이다 [20]. 이와 더불어 4.3.10절의 결과에서 튜브의 직경을 크게 할수록 유리하다는 결론을 얻었는데, 가습기의 크기가 결정되었을 때 튜브의 직경을 키우고, 셸의 직경을 줄이는 것이 유리할 것으로 판단된다.

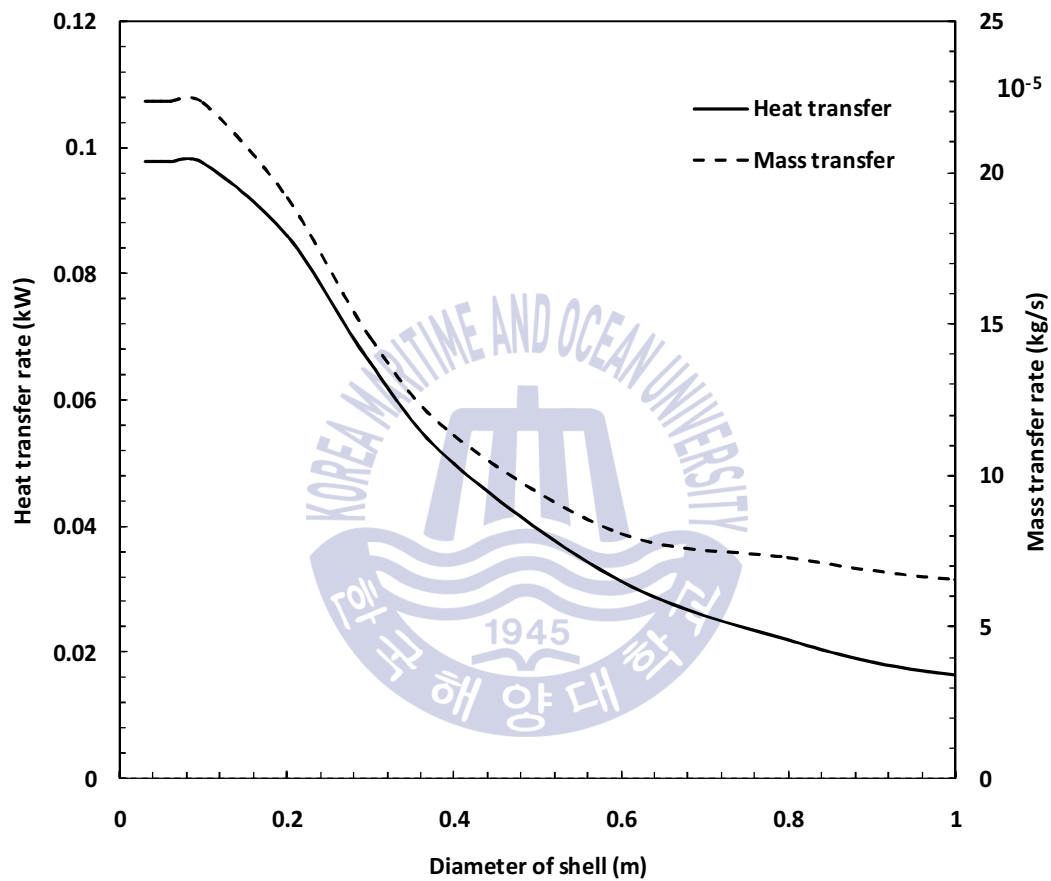


Fig. 4.21 Effects of diameter of shell on performance of porous metal foam humidifier



## 제 5 장 결 론

### 5.1 결론

본 연구는 PEMFC용 가습기의 효율 향상에 대한 방안으로써 발포금속 유로를 적용한 셀엔튜브형 막가습기에 대한 모델링 연구를 수행하였다.

연구 결과 발포금속 막가습기의 열·물질전달률은 막가습기보다 높았고, 차압은 막가습기보다 낮은 것을 알 수 있었다. 발포금속의 재질에 따른 열·물질전달률은 알루미늄 합금이 가장 높았고, 세라믹도 높은 결과값을 보였다. 이와 같이 낮은 가격의 재료를 사용하여 열·물질전달률을 크게 증가시킬 수 있기 때문에 발포금속 막가습기는 충분한 유용성을 가질 수 있음을 알았다.

여러 가지 조건의 변화에 따른 열·물질전달 특성에 관한 분석 결과, 열전달의 주된 향상 요인은 발포금속의 높은 전도성이라는 것, 대류의 열전달 특성에 대한 영향은 크지 않다는 것, 전도는 발포금속의 재질, 압축률, 공극직경, 금속직경과 높은 상관성을 보인다는 것을 알 수 있었다. 이 외의 연구 결과는 다음과 같다.

#### (1) 발포금속의 종류에 따른 영향

- 열·물질전달률은 알루미늄 합금이 가장 높았으며, 그 다음으로 세라믹이 높았고, 강합금이 가장 낮았다.
- 공극률이 증가함에 따라 열·물질전달률은 감소했고, 공극률 0.96이상에서 대폭 감소했다.
- 공극직경이 증가함에 따라 열·물질전달률은 증가했고, 특히 공극직경이 매우 작을 때의 열·물질전달률은 대폭 증가했다.
- 압축률이 증가함에 따라 열·물질전달률은 소폭 감소했다.

(2) 발포금속 막가습기 운전조건에 따른 영향

- 배기가스 유량이 증가함에 따라 열·물질전달률은 초반에 대폭, 후반에 소폭 증가했다.
- 건조공기 유량이 증가함에 따라 열·물질전달률은 초반에 대폭 증가한 후, 후반에 열전달률은 그 증가폭이 감소했고, 물질전달률은 대폭 감소했다.
- 배기가스 온도가 증가함에 따라 열·물질전달률은 증가했다.
- 건조공기 온도가 증가함에 따라 열전달률은 감소했고, 물질전달률은 초반에 거의 변화가 없었으며, 그 이후로는 감소했다.
- 배기가스 산소 농도는 열·물질전달률에 거의 영향을 주지 못했다.
- 배기가스 상대습도가 증가함에 따라 열전달률은 소폭, 물질전달률은 대폭 증가했다.
- 건조공기 상대습도가 증가함에 따라 열전달률은 변화가 없었고, 물질전달률은 소폭 감소했다.

(3) 발포금속 막가습기 형상에 따른 영향

- 막의 두께가 증가함에 따라 열전달률은 소폭, 물질전달률은 대폭 감소했다.
- 튜브의 직경이 증가함에 따라 열전달률은 소폭, 물질전달률은 대폭 증가했다.
- 셸의 직경이 증가함에 따라 열·물질전달률은 감소했다.

## 5.2 제언

본 연구는 몇 가지 한계점을 가지고 시작했다. 먼저, 발포금속 막가습기에 대한 선행 연구가 매우 부족했으며, 특히 실험 연구는 전무했다. 따라서 본 연구에서 개발된 발포금속 막가습기 모델은 그 동안 다양한 실험들이 상당수 진행된 막가습기 모델과 발포금속 유로에 대한 모델을 각각 개발하여 합친 것이고, 신뢰성 검증은 개별 모델에 관해서 진행되었기 때문에 발포금속 막가습기 전체 모델이 실제 현상을 정확히 모사 하는 것에 한계점을 가질 수 있다고 판단된다.

두 번째로, 발포금속 가습기의 특성들을 검토하기 위해 모델에 사용된 계산 조건은 고정된 값이며, 연료전지 전체 시스템 구성을 통해 얻어지는 값이 변동성을 갖기 때문에 연구 결과는 차이를 보일 수 있다고 판단된다. 본 연구에서 가습기의 열·물질전달 특성을 파악할 수 있었지만, 여러 가지 요소가 복합적으로 일어나는 연료전지 시스템의 영향은 파악할 수 없었다. 따라서 본 연구의 결론은 실제 시스템에 대해 제한적인 정보만을 제공할 수밖에 없다. 향후 이러한 한계를 해결하기 위한 전체 시스템 연구가 진행되어야 할 것이라 판단된다.

마지막으로, 본 연구의 모델은 향후 연료전지 전체 시스템 연구를 염두에 두고 만든 모델로써 광범위한 열·물질전달 효율 비교나 특성 파악에는 적합할 수 있으나, 수치적인 정밀도가 떨어지는 한계가 있다. 따라서 발포금속 가습기에 관해서 수치적으로 정밀한 모델 개발이 필요할 것으로 판단된다.

본 연구가 위와 같은 여러 가지 한계점에서 시작된 연구임에도 불구하고, PEMFC용 셀엔튜브형 막가습기의 열·물질전달 효율 향상에 대한 새로운 방법으로써 발포금속 사용을 제시했다는 것과, 이에 대한 최초의 모델링 연구라는 것에 의의를 둘 수 있고, 연구를 통해 파생된 여러 가지 특성에 대한 결과들은 향후 진행될 수 있는 발포금속 막가습기를 응용한 PEMFC 시스템 연구에 많은 도움을 줄 것이라 기대된다.

## 감사의 글

우선, 늘 저와 동행하시고 이때까지 인도해주신 하나님 아버지께 감사드리며, 이 영광을 돌립니다.

이 논문을 쓰기까지 아낌없는 격려와 지도를 해주신 박상균 교수님께 고개 숙여 감사드립니다. 저의 논문 심사를 맡아 주시고, 소중한 충고와 조언을 해주셨던 김명환 교수님, 오철 교수님께 깊은 존경과 감사의 마음을 올립니다. 항상 저에게 많은 도움을 주셨던 교수님들께도 진심으로 감사의 말씀을 드립니다.

대학원 선배, 동기, 후배님들께도 감사의 마음을 전합니다. 첫 연구실 생활을 성심으로 이끌어 주신 임승택 형님, 대학원 생활에 많은 도움을 주신 김시원 형님, 송인웅 형님, 논문 연구가 진행되는 동안 함께 생산적인 토론을 해주신 황대중 형님, 정창식 형님, 심적인 도움과 격려를 해준 지성이, 민욱이, 현석이 형, 이외 언급하지 못한 모든 분들께 깊이 감사드립니다.

무엇보다도, 항상 연구에 지친 저를 위로하고 도와준 아내와 딸, 무언의 격려를 보내 주신 아버지, 어머니, 장인, 장모님께 이 논문을 바칩니다.

2016년 12월 23일 감사의 마음으로

장혜수 올림

## 참조 문헌

- [1] Bulletin of the Atomic Scientists, 2007. Title of web document or web page.[type of medium] Available at: <http://thebulletin.org/> (Uniform Resource Locator) [2016.09.29].
- [2] United Nations Climate Change Conference (UNFCCC), 2015. *Adoption of the Paris agreement—Proposal by the President—Draft decision*, 12 Dec 2015. Paris: France.
- [3] Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC), 2013. *Figure TS.7 Radiative Forcing of climate change*. [photograph] (IPCC Technical Summary, pp.57) Available through: website <[http://www.climatechange2013.org/images/report/WG1AR5\\_TS\\_FINAL.pdf](http://www.climatechange2013.org/images/report/WG1AR5_TS_FINAL.pdf)>.
- [4] Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC), 2013. *Figure TS.4 Annual anthropogenic CO<sub>2</sub>*. [photograph] (IPCC Technical Summary, pp.51) Available through: website <[http://www.climatechange2013.org/images/report/WG1AR5\\_TS\\_FINAL.pdf](http://www.climatechange2013.org/images/report/WG1AR5_TS_FINAL.pdf)>.
- [5] U. S. Department of Energy, The Department of Energy Hydrogen and Fuel Cells Program Plan, 2011. *Figure 1.0. Power vs. Efficiency for Stationary Power Technologies*. [photograph] (An Integrated Strategic Plan for the Research, Development, and Demonstration of Hydrogen and Fuel Cell Technologies) Available through : website <[https://www.hydrogen.energy.gov/pdfs/program\\_plan2011.pdf](https://www.hydrogen.energy.gov/pdfs/program_plan2011.pdf)>.
- [6] Larminie, J. & Dics A., 1997. *Fuel Cell Systems Explained*. Translated by 박한웅, 도서출판아진.
- [7] Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC), 2014. Global emissions from 2010. [photograph] (*Contribution of Working Group III to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change*.) URL: <https://www.epa.gov/ghgemissions/global-greenhouse-gas-emissions-data> (accessed by 05th December, 2016, 10:45).
- [8] Sabharwal, M., Duell C. & Bhatia, D., 2012. Two-dimensional modeling of a cross flow plate and frame membrane humidifier for fuel cell applications. *Journal of Membrane Science*, 409-410, pp.285-301.
- [9] khazaei, I. & Sabadban H., 2016. Effect of humidity content and direction of the flow of reactant gases on water management in the 4-serpentine and 1-serpentine flow channel in a PEM (proton exchange membrane) fuel cell. *International Journal of Energy*, 101, pp.252-265.

- [10] Maricle D.L. & Nagle D.C., United Technologies Co. 1978. *Carbon foam fuel cell components*. U. S. Pat. 4,125,676.
- [11] Arisetty, S., Prasad, A.K. & Advani, S.G., 2007. Metal foams as flow field and gas diffusion layer in direct methanol fuel cells. *Journal of Power Sources*, 165, pp.49-57.
- [12] Kopanidis, A., Theodorakakos A., Gavaises E. & Bouris, D., 2010. 3D numerical simulation of flow and conjugate heat transfer through a pore scale model of high porosity open cell metal foam. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53, pp.2539-2550.
- [13] Tseng, C.J. et al., 2012. A PEM fuel cell with metal foam as flow distributor. *Energy Conversion and Management*, 62, pp.14-21.
- [14] Tsai, B.T. et al., 2012. Effects of flow field design on the performance of a PEM fuel cell with metal foam as the flow distributor. *International Journal of hydrogen energy*, 37, pp. 13060-13066.
- [15] Afshari, E. & Houreh, N.B., 2014. Performance analysis of a membrane humidifier containing porous metal foam as flow distributor in a PEM fuel cell system. *Energy Conversion and Management*, 88, pp.612-621.
- [16] Zhao, C.Y., Lu T.J. & Hodson H.P., 2005. Natural convection in metal foams with open cells. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48, pp.2452-2463.
- [17] Hwang J.J., Hwang G.J., Yeh, R.H. & Chao C.H., 2002. Measurement of Interstitial Convective Heat Transfer and Frictional Drag for Flow Across Metal Foams. *Journal of Heat Transfer*, 124, pp.121-129.
- [18] Phanikumar M.S. & Mahajan R.L., 2002. Non-Darcy natural convection in high porosity metal foams. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45, pp.3781-3793.
- [19] Ramya K., Sreenivas J. & Dhathathreyan K.S., 2011. Study of a porous membrane humidification method in polymer electrolyte fuel cells. *International Journal of Hydrogen Energy*, 36, pp.1-7.
- [20] Park S.K., Choe S.Y. & Choi S.H., 2008. Dynamic modeling and analysis of a shell-and-tube type gas-to-gas membrane humidifier for PEM fuel cell applications. *International Journal of Hydrogen Energy*, 33, pp.2273-2282.
- [21] Boomsma, K., Poulikakos, D. & Zwick, F., 2003. Metal foams as compact high performance heat exchangers. *Mechanics of Materials*, 35, pp.1161-1176.
- [22] Ghidossi, R. et al., 2009. Separation of particles from hot gases using metallic foams. *journal of materials processing technology*, 209, pp.3859-3868.
- [23] Lu W., Zhao C.Y. & Tassou S.A., 2006. Thermal analysis on metal-foam filled heat exchangers. Part I: Metal-foam filled pipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49, pp.2751-2761
- [24] Zhao, C.Y., 2012. Review on thermal transport in high porosity cellular metal foams with open cells. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55, pp.3618-3632.
- [25] Tsai, B.T. et al., 2012. Effects of flow field design on the performance of a PEM fuel cell with metal foam as the flow distributor. *International Journal of Hydrogen Energy*, 37, pp.13060-13066.

- [26] Kumar, A. & Reddy, R.G., 2003. Modeling of polymer electrolyte membrane fuel cell with metal foam in the flow-field of the bipolar/end plates. *Journal of Power Sources*, 114, 54-62.
- [27] Tseng, C.J. et al., 2012. A PEM fuel cell with metal foam as flow distributor. *Energy Convers Manage*, 62, pp.14-21.
- [28] Afshari, E. & Houreh, N.B., 2014. Performance analysis of a membrane humidifier containing porous metal foam as flow distributor in a PEM fuel cell system. *Energy Conversion and Management*, 88, pp.612-621.
- [29] Schampheleire, S.D. et al., 2016. How to Study Thermal Applications of Open-Cell Metal Foam: Experiments and Computational Fluid Dynamics. *MDPI Journal of Materials*, 9(2), pp.94.
- [30] Incropera F.P. & Dewitt D.P., 2009. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 3rd ed, press: Nova Science.
- [31] Zhang L.Z., 2009. *Total heat recovery: heat and moisture recovery from ventilation air*. Press:Nova Science.
- [32] Zhang L.Z., 2013. *conjugate Heat and Mass Transfer in Heat Mass Exchanger Ducts*. Press:Academic Pr.
- [33] Cha, J.H., Koo, M.H. & Keehm Y.S., 2011. A New Structural Model for Predicting Effective Thermal Conductivity of Variably Saturated Porous Materials. *Journal of Korean Earth Science Society*, 32(6), pp.629 – 639.
- [34] Park, S.I. & Hartley, J.G., 1999. A Model for Predicting Effective Thermal Conductivity of 2 or 3 Component Sand System. *Transactions of the korean society of mechanical engineers "B"*, 23(7), pp.811-819.
- [35] Kim, S.P. & Ro, S.T., 1986. Effective Thermal Conductivity of the Phase Change Material with Metal Scrap. *Journal of the korean society of mechanical engineers*, 10(6), pp.923-928.
- [36] Maxwell, J.C., 1954. *A Treatise on Electricity and Magnetism*, 3rd Oxford University Press: Dover, New York.
- [37] Tien, C.L. & Vafai, K., 1979. Statistical bounds for the effective thermal conductivity of microsphere and fibrous insulation. *American Institute of Aeronautics and Astronautics Progress Series*, 65, pp.135-148.
- [38] Nozad, L., Carbonell, R.G. & Whitaker, S., 1985. Heat conduction in multiphase systems I: Theory and experiments for two-phase systems. *International Journal of Chemical Engineering Science*, 40, pp.843-855.
- [39] Sahraoui, M. & Kaviany, M., 1993. Slip and no-slip temperature boundary conditions at interface of porous, plain media: conduction, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 36, pp.1019-1033.
- [40] Zehner, P. & Schlunder, E.U., 1970. On the effective heat conductivity in packed beds with flowing fluid at medium and high temperatures. *Chemie Ingenieur Technik*, 42, pp.933-941.
- [41] Nozad, I. Carbonell, R.G. & Whitaker, S., 1985, Heat conduction in multiphase systems Theory and Experiment for two-phase systems. *Chemical Engineering Science*, 40(5), pp. 843-855.

- [42] Hsu, C.T., Cheng, P. & Wong, K.W., 1994. Modified Zehner-Schlunder models for stagnant thermal conductivity of porous media. *International Journal of Heat Mass Transfer*, 37, pp.2751-2759.
- [43] Boomsma, K. & Poulikakos, D., 2001. On the effective thermal conductivity of a three dimensionally structured fluid-saturated metal foam. *International Journal of Heat Mass Transfer*, 44, pp.827-836.
- [44] Calmidi, V.V. & Mahajan, R.L., 1999. The effective thermal conductivity of high porosity fibrous metal foams. *American Society of Mechanical Engineers Journal of Heat Transfer*, 121, pp.466-471.
- [45] Zhao, C.Y., 2012. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55, pp.3618-3632.
- [46] Paek, J.W., Kang, B.H., Kim, S.Y. & Hyun, J.M., 2000. Effective thermal conductivity and permeability of aluminium foam materials. *International Journal of Thermophysics*, 21(2), pp.453-464.
- [47] Bhattacharya, A., Calmidi, V.V. & Mahajan, R.L., 2002. Thermophysical properties of high porosity metal foams. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45, pp.1017-1031.
- [48] Hsieh, W.H. & Lu, S.F., 2000. Heat-transfer analysis and thermal dispersion in thermally developing region of a sintered porous metal channel. *International Journal of Heat Mass Transfer*, 43, pp.3001-3011.
- [49] Kim, S.Y., Paek, J.W. & Kang, B.H., 2000. Flow and Heat Transfer Correlations for Porous Fin in a Plate-Fin Heat Exchanger. *International Journal of Heat Transfer*, 122, pp.572-578.
- [50] Lu, W., Zhao, C.Y. & Tassou, S.A., 2006. Thermal analysis on metal-foam filled heat exchangers Part I: Metal-foam filled pipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49, pp.2751-2761.
- [51] Calmidi, V.V. & Mahajan, R. L., 2000. Forced Convection in High Porosity Metal Foam. *Journal of Heat Transfer*, 122, pp.557-565
- [52] Dukhan, N. & Patel, P., 2008. Equivalent particle diameter and length scale for pressure drop in porous metals. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 32, pp.1059-1067.
- [53] Hwang, J.J., Hwang, G.J., Yeh, R.H. & Chao, C.H., 2002. Measurement of interstitial convective heat transfer and frictional drag for flow across metal foams. *Journal of Heat Transfer*, 124, pp.120-129.
- [54] Kim, S.Y., Paek, J.W. & Kang, B.H., 2000. Flow and heat transfer correlations for porous fin in a plate-fin heat exchanger, *Journal of Heat Transfer*, 122, pp.572-578.
- [55] Boomsma, K., Poulikakos, D. & Zwick, F., 2003. Metal foams as compact high performance heat exchangers, *Journal of Mechanics of Materials*, 35, pp.1161-1176.
- [56] Dukhan, N. & Patel, P., 2008. Equivalent particle diameter and length scale for pressure drop in porous metals. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 32, pp.1059-1067.



- [57] Edouard, D., Lacroix, M., Huu, C.P. & Luck, F., 2008. Pressure drop modeling on SOLID foam: State-of-the art correlation. *Chemical Engineering Journal*, 144 , pp.299-311.
- [58] Giani, L. & Groppi, G., 2005. Mass-transfer characterization of metallic foams as supports for structured catalysts. *Industrial & Engineering Chemistry Research*. 44, pp.4993-5002.
- [59] Lacroix, M., et al., 2007. Pressure drop measurements and modeling on SiC foams. *Chemical Engineering Science*, 62, pp.3259-3267.
- [60] Springer T.E., Zawodzinski T.A. & Gottesfeld S., 1991. Polymer electrolyte fuel cell model. *Journal of Electrochem Soc.*, 138(8), pp.2334-2341.
- [61] Shan Y. & Choe S.Y., 2005. A high dynamic PEM fuel cell model with temperature effect. *Journal of Power Sources*, 145, pp.30-39.
- [62] Nguyen T.V. & White R.E., 1993. A water and heat management model for proton-exchange-membrane fuel cells. *Journal of Electrochem Soc.*, 140(8), pp.2178-2186.
- [63] Wang Y. & Wang C.Y., 2005. Simulation of flow and transport phenomena in a polymer electrolyte fuel cell under low-humidity operation. *J Power Sources*, 147, pp.148-61.
- [64] Pukrushpan J.T., Peng H. & Stefanopoulou A.G., 2002. Simulation and analysis of transient fuel cell system performance based on a dynamic reactant flow model. *American Society of Mechanical Engineers international mechanical engineering congress & exposition*. IMECE2002-32051, pp.637-648
- [65] Lacroix M. et al. 2007. Pressure drop measurements and modeling on SiC foams. *Chemical Engineering Science*, 62, pp.3259-3267.
- [66] Coquard R., Rochais D. & Baillis D., 2009. Experimental investigations of the coupled conductive and radiative heat transfer in metallic/ceramic foams. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52, pp.4907-4918.
- [67] Lacroix, M. et al., 2007. Pressure drop measurements and modeling on SiC foams. *Chemical Engineering Science*, 62, pp.3259-3267.