

미세채널형 증발열교환기의 성능에 관한 해석적 연구

유영준*† · 민성기* · 최상민**

An Analytical Study on a Performance Estimation of an Evaporative Heat Exchanger having Mini Channel

Youngjoon Yoo*†, Seongki Min*, Sangmin Choi**

ABSTRACT

In order to estimate the efficiency of an evaporative heat exchanger having mini channel, the equations to calculate heat exchanger properties, those are air temperatures and water temperatures etc, are derived from the governing equations based on the Navier-Stokes equation, even though there are several assumptions to make problem simplify. There are three heat transfer zones at the mini channel heat exchanger depending on the water condition. So, there are three governing equations and solutions to calculate the properties. As a results of this study, the equations to calculate a saturation point and a dry point are derived to evaluate an evaporative heat exchanger having micro channel. It is supposed to predict the performance and evaluate a mini channel heat exchanger.

Key Words : Heat Exchanger, Evaporation, Minichannel, Saturation point, Dry out point

항공기의 운용환경에 따른 다양한 운용조건에서 요구 성능을 만족하는 환경조절장치를 개발하기 위하여 탑재구성품의 성능이 광범위하게 요구되나, 항공기에 장착되는 구성품의 체적과 무게는 항공기의 비행성능에 직접적으로 영향을 주기 때문에 탑재가능 공간 및 무게를 고려하고 가능한 최적의 공간에 가볍게 설계하여야 한다. 이를 위해 구성품의 효율 극대화가 절실히 요구될 수 있다. 때문에 최근 환경조절장치의 주요 구성품 중 하나인 열교환기에 미세채널을 적용하여 단위 부피당 열교환면적을 증대시키기 위한 연구가 활발히 진행되고 있다. 그 연구결과로 비교적 취급이 쉬운 냉각수를 냉매로 사용하는 경우에, 열교환기의 성능을 확인을 위한 시험결과가 제시되었으며, 물의 공급온도에 따른 미세채널 열교환기의 성능시험결과도 제시하였다.

이에 따라 본 연구에서는 미세채널형 열교환기의 성능향상 방안을 도출하기 위하여 미세채널형 열교환현상을 분석하고, 현상에 대한 수학적 모

델링결과 및 그 해를 제시하였다. 본 연구결과는 미세채널형 열교환기의 설계, 성능예측 및 시험결과 분석 등에 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

열교환기의 내부에는 공기를 고온유체로 하는 fig.1의 관(layer)과 물의 저온유체로 하는 fig.2와 같은 형상의 관(layer)로 구성되어있다. 열교환기가 진동 및 비행가속 환경에서도 냉각수의 쏠림현상을 방지하기 위하여 내부유로가 ‘ㄷ’자 모양이 되도록 하였으며, 냉각수 및 공기의 체류시간을 늘리기 위하여 유로에 톱니(‘<’)모양의 굴곡을 두었다. 또한, 냉각수 흐름을 균일하게 하기 위하여 각각의 채널길이를 동일하게 하였다.

Table 1. the dimensions of the channels in minichannel heat exchanger

	air layer	water layer
channel with	1 mm	1.5 mm
channel height	1.6 mm	0.8 mm
channel length	14.9 mm	65.2 mm
lib thickness	0.6 mm	0.87 mm
# of channels	40	6

* 국방과학연구소 1-5부

** 한국과학기술원 기계공학과

† 연락처, imyjyou@add.re.kr

TEL : (042)821-2554 (042)821-3400-14696

열교환기의 모델링을 위하여 물측의 유로가 “ㄱ”자 형태로 공기 측의 채널길이보다 4배이상 길기 때문에 길이환산계수(K_L)를 적용하였다.

미세채널구조를 공기흐름 방향에 수직으로 단순화된 단면형상을 도시하면 fig.3 과 같다. fig.3 의 ①은 공기측의 채널을 단순화한 것이고, ②는 물측의 채널을 단순화 한 것이며, 각각의 채널에 적용되는 수치들은 table.1 에서 제시된 값과 같다. 한편, 물채널(water channel)와 공기채널(water channel)는 fig.1 과 fig.2에서 확인 할 수 있는 바와 같이 물과 공기층의 판(layer)는 동일채널을 각각 6개와 40개를 배치한 형상을 하고 있고, 물층과 공기층을 하나의 쌍으로하여 모두 19층으로 구성되어있어서 채널의 크기에 비하여 전체 크기는 비교적 크기 때문에 채널의 열전달 현상을 해석는 관점에서는 열교환기는 무한히 큰 형상으로 간주하였다. 따라서, 채널간의 열전달현상을 연구하는 목적으로 채널의 좌우 간 또는 층간(상하간) 열적으로 대칭인 것으로 간주하였다.

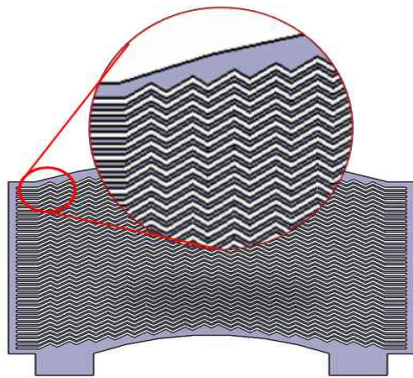


Fig.1 Air side heat exchanger layer pattern

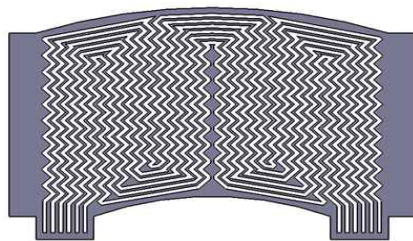


Fig.2 Water side heat exchanger layer pattern

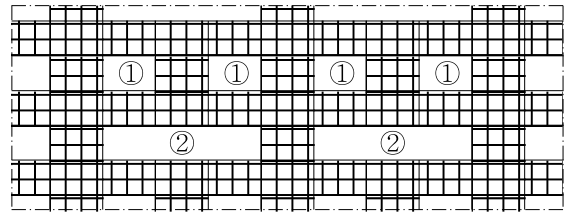


Fig.3 simplified cross-sectional diagram of air to water minichannel heat exchanger

또한, 채널은 물과 공기가 서로 직접 접하는 공기측 채널의 하부와 물측 채널의 상부면적(A_{ch})이외에 공기채널의 측면을 통한 열전달 및 물채널의 측면을 통한 열전달을 함께 고려되어야 한다. 본 연구에서는 미세채널의 측면을 핀으로 고려하여 다음과 같은 방법으로 핀의 유효면적을 계산하였다. 이때, 채널측면벽의 온도분포는 물층과 공기층이 주기적으로 반복되므로 상하방향으로 대칭이므로, $h_{ch}/2$ 에서 온도변화가 없는 단열조건으로 고려할 수 있어, 단열조건인 핀효율 계산식을 적용하여 단위길이당 유효열교환면적(A_e)은 다음의 식으로 정의 될 수 있다.

$$A_e = 2 \eta_f A_f + 2 A_{ch} = 2(\eta_f h_{ch} + w_{ch})$$

위에서 제시된 유효열교환면적은 공기측 채널 뿐만 아니라 물측 채널에도 동시에 적용이 가능한 식이며, 본 논문에서는 각각의 유효열전달면적을 $A_{e,a}$ 와 $A_{e,w}$ 로 표기하였다.

본 연구에서 검토한 열교환기의 형식은 fig.4의 병류형 열교환기(parallel flow heat exchanger)이다.

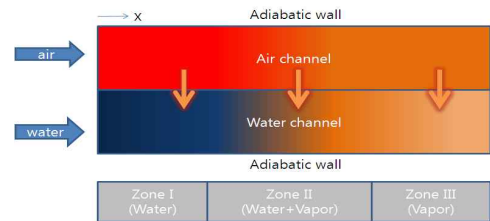


Fig.4 Heat transfer mechanism for parallel flow heat exchanger

병류형 열교환기의 경우에 냉각수가 수증기가 되는 과정에 따라 3가지 영역이 있으며, 이들 각각에 대하여 열전달 현상을 단순화 하여 일반적인 해를 구하였다.

실제 미세채널 열교환기의 열전달현상은 공기측의 경우와 물측의 경우 각기 아주 복잡한 현상으로 설명될 수 있지만, 수학적 해를 도출

하기 위하여 다음과 같은 가정을 적용하여 일반적인 연속방정식, 운동방정식 및 에너지 방정식을 단순화 하였다.

- 1) 1차원(x) 모델이다.
- 2) 공기는 완전기체로 고려할 수 있다.
- 3) 물은 비압축성 유체이다.
- 4) 시간에 따른 조건의 변화는 없다.
- 5) 물과 공기의 물성값은 일정하다.
- 6) 증력의 영향을 무시할 수 있다.
- 7) x방향으로의 열전도는 무시할 수 있다.
- 8) 채널내의 압력손실은 무시할 수 있다
- 9) 채널내의 점성효과는 무시할 수 있다.
- 10) 위치에너지(P.E.)와 운동에너지(K.E.)는 무시할 수 있다.

지배방정식(governing equation)을 정리하기 위하여 앞서 4절에서 미세채널열교환기의 구조를 분석하고 단순화 하였다. 이와 같이 단순화된 형상을 이용하면, fig.5과 같이 미세채널을 통한 2종의 유체간 열전달현상을 모델링 할 수 있다.

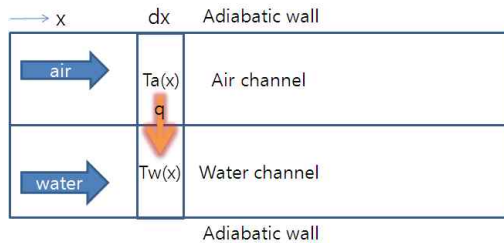


Fig.5 Parallel flow heat exchanger modeling

지배방정식을 정리하기 위하여 공기층과 물층에 대하여 에너지방정식을 정리하면,

$$\frac{dT_a}{dx} = -\frac{U}{m_a C_{p,a}} T_a + \frac{U}{m_w C_{p,w}} T_w$$

$$\frac{dT_w}{dx} = \frac{U}{m_w C_{p,w}} T_a - \frac{U}{m_w C_{p,w}} T_w$$

공기층의 대류열전달계수를 계산하기 위하여 레이놀즈수(Re_d)를 계산한 결과 1,001로 층류유동임을 확인할 수 있으며, 관내의 완전히 발달된 관내층류유동에 대한 열전달계수를 계산은 참고문헌의 자료를 활용하여, 완전히 발달한 관내의 층류유동에 대하여 공기채널의 경우는 증발조건에서 물의 온도변화 없다고 가정하고 $Nu_D = 3.08$ 를 적용하였고, 물채널의 경우도 Re_D 가 63정도로 층류유동으로 고려할 수 있고, 공기로부터 유입되는 열유속이 일정한 조건으로 가정하여 $Nu_D = 4.12$ 를 적용하였다. 그런데, 물

의 경우는 증발을 시작하는 시점부터 증발현상에 의하여 열전달계수의 값이 급격하게 증가하는 것으로 알려져 있다. 하지만, 총합열전달 계수의 값에는 증발에 의한 열전달계수의 역수형태로 반영되어 상대적으로 열전달계수의 값이 작은 공기층의 열전달계수에 의하여 총합열전달계수가 결정되는 경향이 있다. 본 연구내용에 따르면, 공기층과 물층의 열전달계수값은 각각 $75 W/m^2\text{C}$ 및 $2,676 W/m^2\text{C}$ 이므로, 공기층의 열전달계수가 물층보다 현저하게 낮기 때문에 마이크로 채널내의 열전달현상을 결정하는 총합열전달계수는 위식으로부터 $73 W/m^2\text{C}$ 정도의 값이다. 더구나, 물의 경우보다 증발현상을 동반하는 경우는 전술한 바와 같이 열전달계수가 급격하게 증가하는 것으로 발표되고 있어서, 증발현상을 동반하는 열전달현상에서는 물층의 열전달계수를 고려하지 않아도 해석결과에 오차가 크지 않을 것으로 판단하였다. 단, 본 해석에서는 해석의 편이를 위하여 물의 대류열전달계수를 증발현상을 동반하는 경우에도 동일하게 적용하였으나, 향후 이 분야에 대한 연구는 추가적으로 수행할 예정이다.

그 결과 유동방향(x)에 대한 공기의 온도와 물의 온도는 각각 다음과 같은 해를 갖는다.

$$T_a(x) = C_1 + C_2 e^{-\xi x}$$

$$T_w(x) = C_1 - \phi C_2 e^{-\xi x}$$

where, $\phi = (M_w/M_a)$
 $\xi = M_a + M_w$
 $C_1 = (\phi T_{ai} + T_{wi}) / (1 + \phi)$
 $C_2 = (T_{ai} - T_{wi}) / (1 + \phi)$

위 결과를 이용하여 물이 증발하기 시작하는 위치를 x_{sat} 라고 하면,

$$x_{sat} = \ln(\phi C_2 / (C_1 - T_{w,sat}))^{1/\xi}$$

과 같이 계산될 수 있다.

수증기화가 완료되는(건도=1) 지점(x_{dry})를 계산하기 위하여 Zone I에서의 해석결과를 이용하여 Zone II에서 다음과 같은 지배방정식과 경계조건을 도출할 수 있다.

$$\text{G.E.: } \frac{dT_a}{dx} = -\frac{U}{m_a C_{p,a}} T_a + \frac{U}{m_w C_{p,w}} T_{w,sat}$$

$$\text{B.C.: at } x = x_{sat}, T_a = T_{a,sat}$$

이 해는 다음과 같은 지수함수 형태로 구해질 수 있다.

$$T_a(x) = T_{w,sat} + (T_{a,sat} - T_{w,sat})e^{-M_a(x-x_{sat})}$$

이 때, 공기의 온도변화량은 물의 잠열(latent heat)량으로부터 계산할 수 있으며, 이 결과를 이용하여 물이 완전히 건조상태가 되는 지점에서의 공기의 온도($T_{a,dry}$)와 물이 완전히 건조된 스팀이 되기 위한 유동방향으로의 거리(x_{dry})는 다음의 식으로 계산될 수 있다.

$$T_{a,dry} = T_{a,sat} - (h_{fg}\dot{m}_w)/(\dot{m}_a C_{P,a})$$

$$x_{dry} = x_{sat} + \ln((T_{a,sat} - T_{w,sat})/(T_{a,dry} - T_{w,sat}))^{1/M_a}$$

이상에서 얻어진 각각의 경우에 해석해를 이용하여 공기의 온도와 물(수증기포함)의 온도를 해석하면, fig.7의 결과를 얻을 수 있다. Fig.7의 해석결과는 공기의 입구온도 300 °C, 공기의 입구압력 220 kPa, 물의 입구온도 50°C, 물의 입구압력 350 kPa인 경우를 해석한 것이다. 이결과 16.8mm에서 증발현상이 발생하기 시작하고, 150mm 이내에서는 지속적으로 증발현상이 발생하는 것으로 분석되었다. 이는 물의 압력이 높아 수증기가 할 수 있는 포화온도($T_{w,sat}$)가 139 °C로 높기 때문인 것으로 분석되었다.

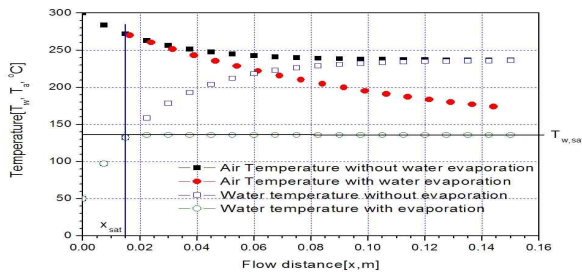


Fig.6 Temperature profile calculation results of a minichannel heat exchanger for a case

위에서 유도된 온도해석결과를 이용하여 열교환기의 효율을 도출하면, fig.8과 같다.

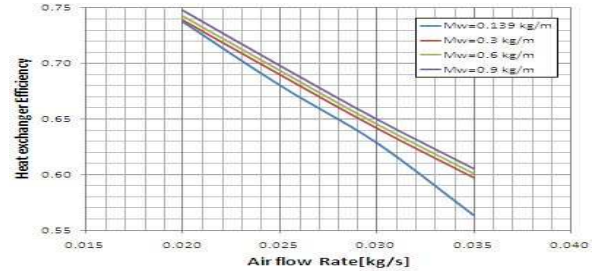


Fig.7 Performance estimation of evaporative mini channel heat exchanger for parallel flow

미세채널 열교환기의 시험결과를 분석하고 성능을 예측하기위해 미세채널 열교환기의 일반해를 구하였으며, 그 결과를 이용하여 증발현상이 생 되는 지점(포화길이, x_{sat})과 증발이 완료되는 지점(건조길이, x_{dry}) 계산을 위한 식을 유도하고 운용조건의 변화(유량의 변화)에 따른 증발열교환기의 성능을 해석했다.

해석결과 예상할 수 있는 바와 같이 공기의 증가할수록 냉각수의 유량이 감소할수록 열교환기의 효율이 낮아지는 것을 확인하였으며, 본 연구내용을 좀 더 구체화 하여 열교환기의 성능 향상 및 시험결과 분석방안에 대한 추가연구를 진행할 예정이다.

참고 문헌

- [1] 유영준, 최상민, "미세채널내 증발현상을 고려한 두 유체간 열전달현상에 대한 해석적인 연구", 한국추진공학회 2012년도 추계학술대회, 2012
- [2] 유영준, 민성기, "POD용 환경조절장치를 위한 상변화열교환기 개념연구", 한국추진공학회지, 제16권 1호, 2012, pp.64-71
- [3] 오창목, 유영준, 민성기, "상변화물질을 이용한 열방어체계의 수치해석 연구", 한국추진공학회지, 제16권 4호, 2012, pp.80-86
- [4] Nak-Gon Baek, Jin-Shik Lim, "Numerical Prediction of Aviation Fuel Temperatures in Unmanned Air Vehicles", IJASS, Vol. 12 No 4, 2011, pp.379-384