

## MF증발기 기초 형상 설계에 관한 연구

박용석\*, 성홍석\*\*, 서정세\*\*\*,#

\*경상대학교 융합기계공학과, \*\*LT정밀㈜, \*\*\*경상대학교 기계공학과

### A Study on the Basic Shape of an MF Evaporator

Yong-Seok Park\*, Hong-Seok Seong\*\*, Jeong-Se Suh\*\*\*,#

\*School of Convergence Mechanical Engineering, Gyeongsang National University,

\*\*LT Precision Co., LTD., \*\*\*School of Mechanical Engineering, Gyeongsang National University

(Received 23 April 2019; received in revised form 30 April 2019; accepted 5 May 2019)

#### ABSTRACT

The evaporator is a key driver of an air conditioning system's efficiency. In this study, we study methods of maximizing the efficiency of a Massey Ferguson (MF) evaporator by measuring how the cooling performance of different shapes vary with temperature. We varied the tube insertion depth as well as the shape of the evaporator's header and tube. When we compare header shapes of "D", "Ellipse", and "Quadrangle" types, we find that the elliptical header creates the smallest pressure loss and the highest temperature difference. Between tube shapes of "Rectangular", "Projection", and "Circular" types, the "Projection" type tube creates the most temperature difference. We also investigated the depth of tube insertion in the header and find that tube insertion of 5 - 10 mm is feasible; we selected the depths of 5, 7, and 10 mm since they corresponded to approximately 30%, 50%, and 70% of the total width of the header. The tube insertion test demonstrated that a tube insertion depth of 7 mm creates the least pressure loss and the highest temperature difference. In conclusion, the optimal evaporator design uses an "Ellipse" type header, "Projection" type tube, and a tube insertion depth between 30 and 50% of the header width.

**Key Words** : Multi-Flow(다관류), Evaporator(증발기), Header(헤더), Tube(튜브), Temperature Difference(온도차)

#### 1. 서 론

산업고도화와 에너지 사용량 증가로 인해 각 종 산업에서는 에너지 재활용, 에너지 효율성 증대를 위한 노력이 요구되고 있다.

특히, 에너지 소비량이 많은 공조/냉동시스템 산업분야에서 설비의 효율성 증가에 대한 특허권

및 선행기술력 확보를 위해 각 종 연구개발이 요구되고 있다.

공조/냉동시스템의 주요 부품은 압축기, 증발기, 응축기 등으로 구성되어 있다. 연구개발 초기에는 소비전력의 80% 이상을 차지하는 압축기의 개량을 통해 시스템 효율을 향상시켜왔으나, 이후 압축기 개량에 따른 효율증대가 한계에 이르면서 증발기, 응축기 부품에 대한 연구개발이 확대되고 있다<sup>[1]</sup>.

열교환기는 증발기와 응축기를 구성하는 주요 부품으로 제한된 공간에서 효율적인 열전달을 위해

# Corresponding Author : [jssuh@gnu.ac.kr](mailto:jssuh@gnu.ac.kr)

Tel: +82-55-772-1625, Fax: +82-55-772-1578

소형화된 구조가 요구되는데, 원통다관식 열교환기, 관형 열교환기, 핀-관형 열교환기 등이 대표적으로 사용되고 있다. 근래에 보다 높은 효율이 요구됨에 따라 해당 모델들의 소형화, 슬림화 및 집적화에는 구조적으로 한계에 다다르고 있으며, 이에 대한 방안으로 Tuckerman와 Pease가 반도체 분야에서 적용되는 미세전자 기계 시스템(MEMS) 공정을 이용하여 튜브 내 1 mm이하의 미세한 채널들로 구성된 마이크로 채널 타입의 열교환기를 처음으로 제안하였다<sup>[2]</sup>.

마이크로채널 튜브 열교환기는 설계 구조적으로 단위체적 당 높은 전열면적을 가질 수 있기 때문에 고성능화, 소형화 및 집적화에 적합하고, 차세대 열교환기 타입으로서 프로그램을 이용한 수치적 해석과 실제 실험적 연구를 통해 성능의 우수성이 입증되고 있다<sup>[3]</sup>.

Park and Hrnjak의 연구에서는, 동일한 체적에서 마이크로채널 튜브 열교환기는 핀-관 열교환기보다 냉방성능계수(COP)가 향상되고 냉매충진량이 감소되는 결과를 보여주었다<sup>[4]</sup>. 유사한 결과로, Kim and Groll의 연구에서는, 동일한 조건에서 마이크로채널 열교환기는 핀-튜브 열교환기보다 냉방성능계수가 향상되고 소비동력이 절감되는 효과를 보였다<sup>[5]</sup>. 이 외 대부분의 연구에서도 마이크로채널 튜브 열교환기의 냉방성능, 체적절감 및 소비동력절감 등에 대한 우수성은 입증되고 있으나, 마이크로채널 튜브 열교환기의 성능에 미치는 부품 인자에 대한 연구는 미비한 실정이다.

본 연구에서는 마이크로채널 튜브 열교환기의 부품 중 튜브와 헤더의 구조에 따른 열교환기 성능 변화를 수치해석을 통해 분석하여 기본 구조설계의 방향성을 제시하고자 한다.

## 2. 수치해석 방법 및 제작 모델

### 2.1 CFD 지배 방정식

본 연구는 유체의 유동에 대한 해석으로 Autodesk CFD 10.01의 Code를 적용하여 해석을 수행하였다. MF증발기의 헤더, 튜브를 흐르는 유동을 3차원 정상상태의 난류유동으로 가정하고, 헤더로

유입되는 유체는 완전발달된 유체로 가정하여 해석을 진행하였다.

또한 대류항은 상류도식법을 사용하였으며, 압축성을 고려하였기에 점성항은 중심차분법을 사용하였다. 열전달에 대하여 에너지 방정식을 사용하여 열교환기 내부에서의 속도분포 및 압력을 계산하기 위해 사용된 지배 방정식은 연속방정식(Continuity equation)과 정상상태 3차원 비압축성 유동장(3-Dimensional Reynolds-Averaged Navier-Stokes, RANS-3D)과 에너지의 지배방정식은 식(1), (2)와 같이 표현된다<sup>[6]</sup>.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U) = 0 \quad (1)$$

$$\rho \frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_i U_j) = - \frac{\partial p_i}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{ij} - \overline{\rho u_i u_j}) \quad (2)$$

여기서  $\rho$ 는 유체의 밀도,  $U$ 는 3차원 속도벡터,  $\nabla (= i \frac{\partial}{\partial x} + j \frac{\partial}{\partial y} + k \frac{\partial}{\partial z})$ 는 3차원 델 연산자(del operator)를 나타낸다. 연속방정식은 운동방정식과 함께 유체의 운동을 기술하는 기본 방정식으로 유체 내부에 임의의 공간을 설정 했을 때, 그 공간으로 단위 시간당 유입되고 유출되는 유체의 체적이 같아야 한다는 조건을 만족시키는 방정식으로 질량 보존방정식(mass conservation equation)을 비압축성 유체에 적용했을 때 나타나는 방정식이다.

유체의 주류 유동방향에 직각으로 놓인 원판에 있어서 관 주위의 표면 온도를  $T_w$ , 관 상류 측의 주류온도를  $T_\infty$ 라 하고, 관의 국소열전달계수(local heat transfer coefficient)를  $h$ 로 나타내면, 열 유속(heat flux)  $q''$ 는 내부로의 전도와 외부로의 복사열 전달량을 무시하면, 다음 식으로 간단하게 표시할 수 있다.

$$q'' = Q/A_s = h(T_w - T_\infty) \quad (3)$$

여기서,  $A_s$ 는 관의 전열표면적이며,  $Q$ 는 전열량으로서 본 연구에서의 열교환기는 전기적 장치에

의해 가열되므로, 공급된 전류의 세기  $I$ 와 전압  $V$ 의 곱으로 나타낼 수 있다. 즉,

$$Q = V \cdot I \quad (4)$$

이다. 식 2-1와 식 2-2에서 국소열전달계수  $h$ 는

$$h = \frac{V \cdot I}{A_S(T_W - T_\infty)} \quad (5)$$

로 표시된다. 따라서 원관의 국소 Nusselt 수(local Nusselt number)는

$$Nu = \frac{h \cdot D}{\lambda} \quad (6)$$

의 정의에 의해 구할 수 있다. 여기서,  $\lambda$ 는 공기의 열전도율이다. 또한, 원관의 평균 Nusselt 수는

$$Nu_m = (1/2\pi) \int_0^{2\pi} Nu \cdot d\theta \quad (7)$$

에 의해 구해진다.

## 2.2 N.F. 브레이징 모델

브레이징(Brazing)은 450°C 이상에서 접합하고자 하는 모재(Base Metal)를 모재의 용융점(Melting Point) 이하의 온도에서 용가재(Filler Metal)와 열을 이용하여 접합하는 공법으로 소재 구조는 Fig. 1과 같이 플럭스(Flux), Clad Metal, 모재(Core Metal) 등으로 구성된다.

Clad Metal은 주로 모재보다 비교적 용융점이 낮은 Al-Si계 합금으로 사용되며, 접합과정에서 용융된 Clad Metal이 모세관 현상에 의해 모재의 틈새에 침투함으로써 접합하게 된다. 접합과정에서 용융된 금속은 공기 중에 노출하게 되는데, 알루미늄은 산소와의 반응도가 높아 표면에 산화막이 쉽게 형성되며, 산화막은 용접성을 떨어뜨리고 용접 시 결함을 유발하기 때문에 제거되어야만 한다. 플럭스(Flux)는 용접 과정에 있어 초기 소재 표면의 산화막을 제거해주는 역할을 하게 되며, 동시에 브레이징 작업을 하는 동안 용융된 소재의 표면이 산화되는 것을 방지해준다.

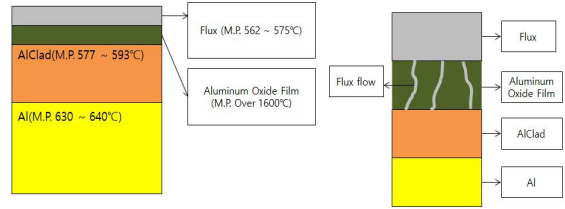


Fig. 1 Schematic on basic structure of brazing processing materials

브레이징은 경우에 따라서 부분 또는 넓은 면적이나 복잡한 형상을 가지는 소재의 접합 등 광범위하게 적용 가능하고 대량생산에 용이하며, 상호확산을 통한 계면 합금화로 접합되므로 모재의 손상이 거의 없고 기밀성이 우수하여 접합강도가 높다는 장점을 가지고 있다.

알루미늄의 브레이징은 플럭스를 사용하는 방법과 사용하지 않는 방법 등 2가지로 크게 나눌 수 있다. 플럭스를 사용하는 방법에는 토치(Torch) 브레이징, 로(Furnace) 브레이징, 침지(Dip) 브레이징 등이 있고, 플럭스를 사용하지 않는 방법에는 불활성 가스 브레이징, 진공 브레이징, 초음파 침지 브레이징 등이 있다. 플럭스를 사용하는 방법에는 부식성 플럭스(염화물계 플럭스) 사용법과 비부식성 플럭스(불화물계 플럭스) 사용법으로 다시 세분화할 수 있다. 본 연구에서는 대량생산에 적용하고 있는 방법은 로를 이용한 염화물계 플럭스법, 비부식성 플럭스법을 사용한 시료와 해석결과를 이용하여 비교할 계획이다.

본 연구에서는 MF증발기의 성능 향상을 위하여 CFD를 이용한 수치해석기법을 사용하여 압력강하

## 3. MF 증발기 형상 설계

### 3.1 해석 모델 설계

본 연구에서는 MF증발기의 성능 향상을 위하여 CFD를 이용한 수치해석기법을 사용하여 압력강하

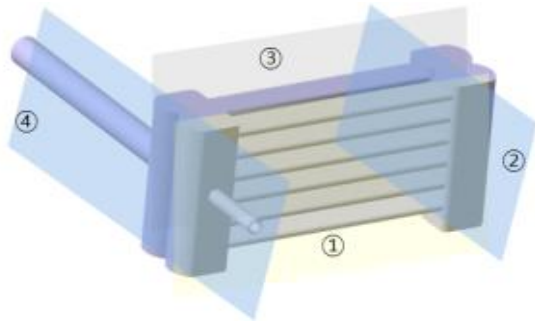


Fig. 2 Designation about MF evaporator

와 온도변화를 측정하여 각 경우에 대해 비교해보았다. MF증발기의 형상은 아래 Fig. 2와 같은 형상으로 모델링하였으며, MF증발기의 최적 설계를 위하여 헤더와 튜브의 형상과 Tube의 삽입 길이 및 위치, 리턴 홀수량 및 크기를 변수로 설정하였다.

### 3.2 수치해석 및 경계조건

MF열교환기 경계조건에서 입구 조건은 물이 유입되는 단면에 유동 방향이 일정한 균일 유동 조건을 사용하며, 벽면에서의 경계조건은 모두 Non-slip (점착) 조건을 적용하여 벽면에서의 난류 운동에너지의 확산은 Zero가 되며, 난류에너지의 생성율과 소산율에 지배를 받게 된다. 출구 조건의 경우 대기압 배출되는 대기압 조건을 부여하여 압력 부하를 받는 곳의 압력(게이지 압력)을 확인하고자 하였다.

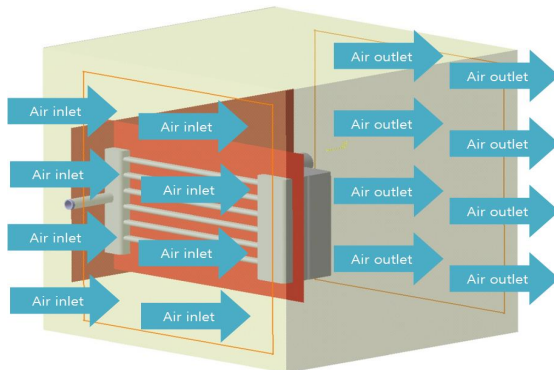


Fig. 3 Designation about CFD analysis model condition (Air)

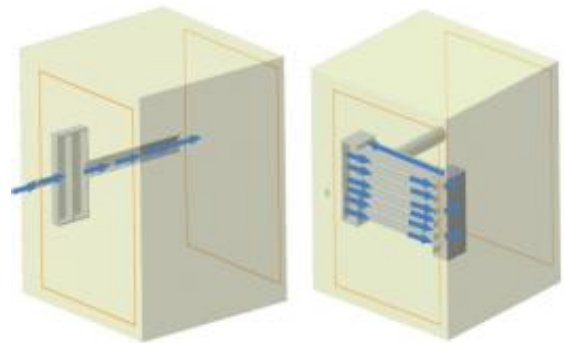


Fig. 4 Designation about CFD analysis model condition (Water)

Fig. 3과 Fig. 4는 CFD 해석 Model을 나타낸 것으로 MF증발기의 외부로 Air가 흐르고 내부로 Water가 흐르는 Modeling의 경계조건을 확인할 수 있도록 형상화 한 것이다.

MF증발기 외부로 흐르는 Air의 경계조건으로 부피는  $5.20 \times 10^6 (\text{mm}^3)$ 으로 속도는 1.5 m/s, 온도는  $10^\circ\text{C}$ 이다. MF증발기 내부로 순환하는 Water의 경계조건으로 0.01 kg/s의 유량이 유입되며, 온도는  $40^\circ\text{C}$ 이다.

## 4. 해석 결과

### 4.1 헤드파이프 형상 구조에 따른 결과

MF증발기 부품 중 헤드파이프 형상 구조에 대하여 분석하였다. 헤드파이프는 MF증발기 형태를 결정하는 인자로 MF증발기의 핵심 부품이다.

연구 모델은 총 3가지 형상으로 기존에 사용되는 “D” Type과 타원형상, 직각형상에 대해 분석하였으며 Table 1에 나타난 형상과 같다. 헤드파이프를 포

Table 1 Design head pipe shape

Division	D Type	Ellipse	Quadrangle
Model			
Head Pipe section			

**Table 2 CFD results according to head pipe shape**

Division	Contents	Section view	
		In-Return	Return-Out
D Type	Head pipe Section		
Ellipse Type			
Quadrangle			

**Table 3 Analysis results according to head pipe shape**

Division	D Type	Ellipse	Quadrangle
Pressure Drop(Pa)	686.38	605.21	621.77
Out Air Temp.(°C)	12.66	12.77	12.58
Air Temp. Diff.(°C)	2.66	2.77	2.58

함한 유체가 흐르는 부피는 90.38 cm<sup>3</sup>이며, 경계조건을 동일하게 설정하였을 때 Table 2와 같은 해석 결과를 얻었으며, 이를 바탕으로 Table 3와 같이 해석 결과를 정리하였으며, Table 2의 해석 결과를 유체 Vector에 대한 분석시 유체 흐름은 유사하며 단순 벽면 형상 마찰에 의한 압력 손실이 발생하는 것으로 확인하였으며, 타원형상의 헤드파이프에서 낮은 압력손실과 높은 열교환 효율을 나타내는 것을 확인하였다.

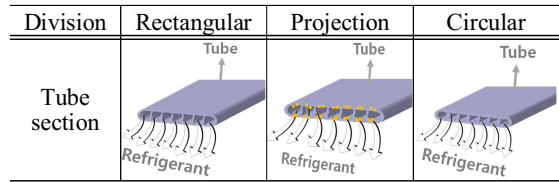
**4.2 Tube 형상 구조에 따른 결과**

MF 증발기의 입, 출구와 리턴 헤드파이프를 이어 실질적인 열교환이 이뤄지는 튜브의 내측 유로 형상에 대하여 분석하였다.

연구 모델은 총 3가지 형상으로 일반적으로 압축되어 사용되는 사각형상과 이를 변형한 돌기형상과 구형형상으로 분석하였으며 Table 4에 나타난 형상과 같으며, 형상에 대한 해석 결과는 Table 5와 같으며 Table 6에 이를 정리하였다.

사각형상보다 냉매와 접촉면적이 넓어지는 돌기

**Table 4 Design tube inside shape**



**Table 5 CFD results according to tube inside shape(Pressure)**

Division	Contents	Section view	
		Front	Top
Rectangular	Head pipe Section		
Projection			
Circular			

**Table 6 Analysis results according to tube inside shape**

Division	Rectangular	Projection	Circular
Out Air Temp.(°C)	11.16	11.85	11.19
Air Temp. Diff(°C)	1.16	1.85	1.19

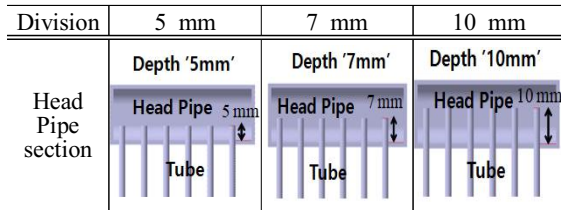
형상과 구형형상이 열효율이 가장 높은 것으로 나타났으며, 이중 돌기 형상이 가장 효율이 높음을 확인하였다.

**4.3 Tube 삽입 깊이**

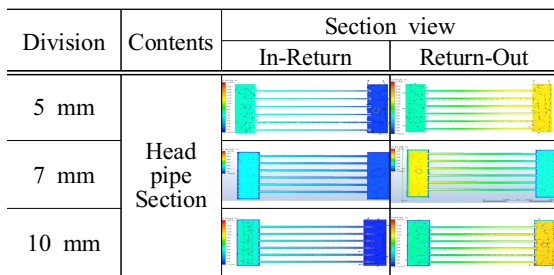
MF 증발기의 입, 출구와 리턴 헤드파이프를 이어 실질적인 열교환이 이뤄지는 튜브의 삽입 깊이에 대하여 분석하였다. 삽입 깊이는 헤드파이프 내면을 기준으로 5, 7, 10 mm 총 3가지로 Table 4에 나타난 것과 같으며, 이에 대한 해석 결과는 Table 5와 같으며 Table 6에 이를 정리하였다.

헤드 벽면과 거리가 가장 멀어 와류가 발생하지 않아 유체의 흐름이 원활하여 열효율이 가장 높을 것으로 예상되었던 튜브 삽입 깊이 5 mm의 해석 결과는 튜브 삽입 깊이 7 mm보다 열효율이 낮게

**Table 7 Tube insertion length (Head pipe section)**



**Table 8 CFD results according to tube Insertion length(Pressure)**



**Table 9 Analysis results according to tube insertion length**

Division	5 mm	7 mm	10 mm
Pressure Drop(Pa)	690.38	605.21	4880.50
Out Air Temp.(°C)	12.62	12.77	12.09
Air Temp. Diff(°C)	2.62	2.77	2.09

나타났으며 압력강하 또한 높게 나타난 것으로 보아 리턴 헤드파이프의 리턴 홀과 거리가 가장 가까워 정상상태의 유체가 일정한 방향으로 형성되어 열효율이 높은 것으로 판단되었다.

## 5. 결론

MF증발기의 기초 설계를 위한 헤드파이프와 튜브의 형상과 튜브의 삽입깊이에 대한 연구결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 헤더는 다른 형상과 비교하여 원형 형상이 낮은 압력 강하 값을 나타내어 에너지 손실이 적고 높은 열효율을 나타낸다.

2. 튜브형상은 외부와 접촉면적이 넓을수록 열효율이 좋으며 본 연구에서는 돌기형상이 가장 높은 열효율을 나타낸다.
3. 최적 튜브 삽입 깊이는 형상에 따라 다를 것으로 보이며, 본 연구에서는 유체의 흐름에 영향이 최소화되는 7 mm가 가장 적합한 것을 확인하였다.

## REFERENCES

1. Wang, S. M., "A Trend of Noise and Vibration Research in Compressor", Proceedings of the KFMA Annual Meeting, pp. 509-513, 2004.
2. Jeon, S. H., Kim, Y. H., Lee, K. J., "Numerical Study of Heat Transfer Enhancement on Microchannel Plate Heat Exchanger with Channel Shape", Proceedings of the KSME Spring Conference, pp. 1000-1005, 2007.
3. Yan, S. N., Park, Y. M., Jeong, Y. M., Lee, J. K., Park, Y. M., "An Experimental Study on the Performance of Aluminum Microchannel Tube Condensers According to the Number of Passes", Proceedings of the The Society of Air-Conditioning and Refrigerating Engineers Of Korea, pp. 1214-1219, 2010.
4. Park, C. Y., Pega H., "Experimental and numerical study on microchannel and round-tube condensers in a R410A residential air-conditioning system", International Journal of refrigeration, Vol. 31, pp. 822-831, 2008.
5. Kim, J. H., Groll, E. A., "Performance Comparisons Of A Unitary Split System Using Microchannel and Fin-TubeOutdoor Coils, Part I: Cooling Tests", International Refrigeration and Air Conditioning Conference, pp. 557, 2002.
6. Seong, H. S., Lee, C. H., Suh, J. S., "A Numerical Study on Mass Transfer and Methanol Conversion Efficiency According to Porosity and Temperature Change of Curved Channel Methanol-Steam Reformer", Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B, Vol. 40, No. 11, pp. 745-753, 2016.