

알루미늄 평행류 열교환기에서 냉매패스와 분배량 변화의 영향

김정식^{1*}, 김내현², 김광희¹
¹(재)송도테크노파크 기술혁신본부
²인천대학교 기계공학과

The Effect of refrigerant pass & distribution in aluminum parallel flow heat exchanger

Jeong-sik Kim^{1*}, Nae-hyun Kim² and Kwang-hee Kim¹

¹Division of Technical Innovation, Songdo Technopark

²Department of Mechanical Engineering, University of Incheon

요약 본 연구에서는 천정 설치형 공조기 적용을 위해 연구가 활발히 진행되고 있는 알루미늄 평행류 증발기 해석 프로그램을 개발하여 190mm*650mm*25mm(W*H*D) 크기의 열교환기를 해석하였다. R410A 냉매의 분배비가 일정하고 상하로 유동하는 2, 3 패스의 경우와 3 패스이고 분배비율(1:1:1, 1:2:2)을 달리할 때, 열교환 성능을 예측하였다. 계산 결과, 2 패스가 3 패스보다 국소 전열량이 30% 정도 높았지만, 건도에 따른 열전달계수는 25% 낮았으며, 3 패스의 경우, 분배비 1:1:1 보다 1:2:2가 냉매 압력손실이 높게 나타났다. 본 해석에서는 패스당 냉매가 균일하게 분포하는 것으로 가정하였으므로, 패스별로 불균일하게 유동되는 실제의 경우보다 열교환성능을 과대 예측하는 것으로 판단된다.

Abstract In this study, an analysis code was created for a 190*650*25-mm (W*H*D) parallel-flow evaporator, and research was done on how to increase the heat transfer rate of aluminum PF heat exchanger for application in IDU. After varying the R410A refrigerant up-down flow to two and three passes and the distribution ratio to 1:1:1 and 1:2:2, it was determined that the two-pass flow has a 30% higher partial heat transfer rate and a 25% lower heat transfer coefficient compared to the three-pass flow. As for the distribution ratios of the three-pass flow, 1:1:1 was found to have a lower refrigerant pressure loss than 1:2:2 distribution. It was assumed, though, that the refrigerant distribution had a uniform flow and that its value was thus overestimated in the actual case of maldistribution in each pass.

Key Words : Refrigerant distribution, Heat exchanger, Parallel Flow, Heat transfer rate

기 호 설 명

		b_p	slope of the air saturation curve between outside % inside tube wall temperature, J/kg K
A_c	minimum free-flow area for air side, m ²	$b_{w,m}$	slope of the air saturation curve at the mean water film temperature of the external surface, J/kg K
A_{ow}	total air-side surface area, m ²	C_c	contraction number
A_o	air-side heat transfer area, m ²	c_p	Specific heat, J/kgK
A_i	tube side heat transfer area, m ²	D_h	Hydraulic diameter, m ²
b_{r21}	slope of the air saturation curve between inlet & outlet refrigerant temperatures, J/kg K		

*교신저자 : 김정식(ame88@lycos.co.kr)

접수일 09년 08월 11일

수정일 (1차 09년 11월 13일, 2차 09년 12월 09일)

게재확정일 09년 12월 16일

- $(dP/dz)_{fr}$ friction component of two phase pressure gradient, Pa/m
- $(dP/dz)_{lo}$ pressure gradient for entire flow as liquid through tube, Pa/m
- d_f fin thickness, m
- f friction factor
- F_p fin pitch, m
- F_d flow depth, m
- G refrigerant mass velocity, kg/m²s
- H fin height, m
- k thermal conductivity, W/m K
- $h_{o,s}$ sensible heat transfer coefficient for wet condition, W/m²K
- i air enthalpy, J/kg
- j Colburn j factor
- L_l louver length, m
- L_p louver pitch, m
- L_α louver angle, °
- Pr Prandtl number
- Re_{Lp} air-side Reynolds number, based on louver pitch
- T_w tube width, m
- T_p tube pitch, m
- $T_{p,m}$ tube wall temperature, °C
- $T_{w,m}$ mean water film temperature, °C
- t_f tube thickness, m
- x vapor quality
- V_c maximum air velocity, m/s

그리스 문자

- δ_f fin thickness, m
- ρ_m mean average air density, kg/m³
- σ contraction ration of the fin array (A_c/A_{fr})

1. 서론

자동차 냉각수방열기에 쓰이던 알루미늄 평행류 열교환기(PF 열교환기)는 소형으로 제작이 가능하고 단위면적당 열교환성능이 우수하여 최근에 천정설치형 에어컨 실내기에 적용하려는 연구가 활발히 진행되고 있다. 기존의 핀관열교환기와 평행류 열교환기의 열교환성능을 비교실험 결과 평행류 열교환기가 핀관열교환기에 비해 3m/s의 유입공기 조건에서 최대 2.1~2.8배까지 냉방능력이 우수하며, 적정냉매량도 14.7~20% 감소하였고, 냉방표준조건에서 12%정도 에너지효율이 우수한 것으로 나타났다.[1]

일반적으로 평행류 교환기는 평활관의 수력직경이 1~2mm이고 유동 단면적은 10~20 mm²으로 핀관 열교환기에 사용되는 원관에 비하여 매우 작다. 이 경우 단일 유로로 구성하게 되면 냉매의 유동압력손실이 너무 커지게 되므로 헤더를 사용하여 각 유로에 분배하게 되는데, 각 관으로 냉매를 균일하게 분배해야하는 것은 어려운 문제로 유입방향에 따라 냉매분배가 달라지는 것으로 나타났다.[2]

본 연구에서는 알루미늄 평행류 열교환기에서 냉매의 패스수와 분배량 변화가 열교환기 성능에 어떠한 영향을 미치는지 고찰하였다. 연구대상인 평행류 열교환기의 전방면적은 높이 190 mm, 폭 650mm로 일정하고 평활관 핏치를 10mm로 할 경우, 65개의 평활관으로 구성된다. 이를 2 패스로 하면 패스당 30여개의 평활관, 3 패스로 구성하면 20여개의 평활관이 장착되는데 20~30개의 평활관에 냉매를 균일하게 분배하는 것은 쉽지 않으므로, 패스수를 늘리면 분배문제는 개선되지만, 냉매측 압력손실이 증가하게 되므로 적절한 패스 설계가 필요하다.

2. 해석 방법

2.1 계산조건

R410A(R32:R125 = 50:50 mass %) 냉매와 유량이 패스에 일정하게 분배된다고 가정하고, 물성치는 NIST REFPROP 7.1 Subroutine을 이용하였으며 초기 조건은 다음의 표와 같다.

[표 1] 핀형상과 초기 운전조건

Fin height H (mm)	Louver length L_l (mm)	Louver pitch L_p (mm)	Fin thickness δ_f (mm)	Louver angle L_α (°)	Tube width T_w (mm)	Tube pitch T_p (mm)	Tube thickness t_f (mm)
10	8	1.5	0.1	30	2.5	12.5	0.45

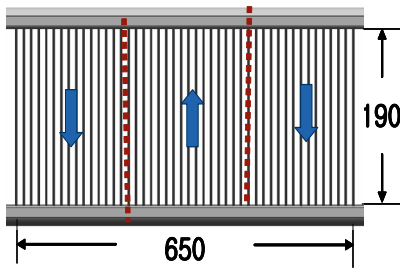
Face air velocity (m/s)	Air inlet temperature (°C)	Air inlet relative humidity ratio(%)	Tube wall temperature $T_{p,m}$ (°C)	Water film temperature of fin surface $T_{w,m}$ (°C)
1.15	27	65	14	16

Refrigerant inlet temperature(°C)	Refrigerant flow rate(kg/s)	Refrigerant inlet quality
10	0.0157	0.1

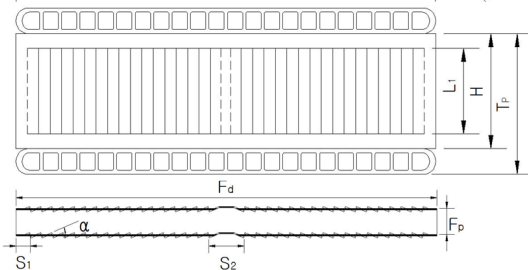
Flow Depth F_d (mm)	Pass	Distribution ratio
25	2	1:1
	3	1:1:1
		1:2:2

2.2 계산식

평행류 열교환기에서 냉매는 2상, 드라이아웃, 기상으로 연속적으로 변화하므로 이를 적절히 모사하기 위해서는 열교환기를 미소요소로 나누고 각 요소에서 유동, 열전달, 물질전달을 해석해야한다.



(a) 열교환기 치수와 3 패스일 때 냉매 유동방향



(b) 열교환기 핀형상

[그림 1] 알루미늄 평행류 열교환기

증발기의 경우 핀표면은 응축수로 젖게 되므로 전체 열저항은 다음 식으로 표현된다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{b_r}{h_r A_i} + \frac{b_p t_f}{k_p A_{pm}} + \frac{b_{w,m}}{\eta h_{o,w} A_o} \quad (1)$$

여기서 b_r 은 공기선도의 냉매온도에서 포화엔탈피의 기울기, b_p 는 관벽평균온도에서 포화엔탈피의 기울기, $b_{w,m}$ 은 액막온도에서 포화엔탈피의 기울기이고 $h_{o,w}$ 는 습표면의 열전달계수이다. 평행류 열교환기의 공기 및 냉매 측 흐름은 비혼합-비혼합 직교류이고 이 경우 ϵ -NTU 관계식은 다음과 같다.

$$\epsilon = 1 - \exp\left(\frac{NTU^{0.22}}{C_r} (\exp(-C_r NTU^{0.78}) - 1)\right) \quad (2)$$

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \left(\frac{\min(m_a, (m_r c_{p,r}/b_{r21}))}{\max(m_a, m_r c_{p,r}/b_{r21})}\right) \quad (3)$$

$$Q = \epsilon C_{\min} (i_{a,1} - i_{r,1}) \quad (4)$$

평행류 열교환기의 습표면 열전달계수와 압력손실에 대해서는 Park and Jacobi[3], Kim and Bullard[4]등이 실험을 통해 상관식을 제시하고, 건표면에 비하여 열전달계수는 낮고 압력손실은 증가한다고 보고하였다. 본 연구에서 사용한 Kim and Bullard 상관식은 다음과 같다.

$$j = Re_{Lp}^{-0.517} \left(\frac{L_\alpha}{90}\right)^{0.25} \left(\frac{F_p}{L_p}\right)^{-0.171} \left(\frac{H}{L_p}\right)^{-0.29} \quad (5)$$

$$\left(\frac{F_d}{L_p}\right)^{-0.248} \left(\frac{L_l}{L_p}\right)_{0.68} \left(\frac{T_p}{L_p}\right)^{-0.275} \left(\frac{\delta_f}{L_p}\right)^{-0.05}$$

$$j = \frac{h_{o,s}}{\rho_m V_c c_{p,o}} Pr_o^{2/3} \quad (6)$$

$$f = \frac{A_c \rho_m \rho_1}{A_{ow} \rho_t \rho_2} \frac{2\rho_l \Delta P_o}{(\rho_m V_c)^2} - (K_c + 1 - \sigma^2) - 2\left(\frac{\rho_1}{\rho_2} - 1\right) + (1 - \sigma^2 - K_e) \quad (7)$$

$$f = Re_{Lp}^{-0.798} \left(\frac{L_\alpha}{90}\right)^{0.395} \left(\frac{F_p}{L_p}\right)^{-2.635} \left(\frac{H}{L_p}\right)^{-1.22} \left(\frac{F_d}{L_p}\right)^{0.823} \left(\frac{L_l}{L_p}\right)^{1.97} \quad (8)$$

평할관내로는 냉매가 팽창장치를 지나 건도 0.1 ~ 0.2로 유입되고 냉매는 증발하여 과열 증기 상태로 유출된다. 또한 2상 열전달계수는 건도 0.7 ~ 0.8(liquid deficient region)에서 dry-out이 발생하면 급격히 감소하는 경향을 보이므로 냉매측 열전달은 2상영역과 단상영역, liquid

deficient region으로 나누어 계산해야 한다.[5, 6]

R22 증발 열전달계수는 Kim et al.이 실험하였는데 기존 대구경 상관식들이 저건도 저열유속의 데이터는 낮게 예측하고 고건도 고열유속 데이터는 높게 예측하는 것으로 보고하였다. 본 연구에서는 다음과 같은 Shah 상관식을 사용하였다.[7]

$$\text{Convection number } C_o = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.8} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \quad (9)$$

$$\text{Boiling number } B_o = \frac{q''}{G i_{lw}} \quad (10)$$

$$h_f = 0.023 \left(\frac{G(1-x)D_h}{\mu_l} \right)^{0.8} \text{Pr}_l^{0.4} \frac{k_l}{D_h} \quad (11)$$

$C_o > 1.0$ 일 때

$$B_o > 0.0003, h_{NCB} = 230 \cdot B_o^{0.5} \cdot h_f \quad (12)$$

$$B_o < 0.0003, h_{NCB} = (1 + 46B_o^{0.5}) \cdot h_f \quad (13)$$

$$h_c = \left(\frac{1.8}{N^{0.8}} \right) \cdot h_f \quad (14)$$

$1.0 > C_o > 0.1$

$$h_{NCB} = (F \cdot B_o^{0.5} \exp(2.74N^{-0.1})) \cdot h_f \quad (15)$$

$C_o < 0.1$

$$h_{NCB} = (F \cdot B_o^{0.5} \exp(2.47N^{-0.15})) \cdot h_f \quad (16)$$

$$B_o > 0.0011, F = 14.7 \quad (17)$$

$$B_o < 0.0011, F = 15.43 \quad (18)$$

$$h_r = \max(h_c, h_{NCB}) \quad (19)$$

2.3 열교환기 패스에 따른 튜브수 결정

냉매패스의 영향을 고찰하기 위해 2 패스와 3 패스로 변화 시켰다. 그림 1과 같이 평행류 열교환기는 가로길이 650mm, 튜브피치가 12.5mm이므로 전체 52개의 튜브가 세로방향으로 들어간다.

따라서 2 패스이고, 튜브분배비가 1:1이면 패스당 26개의 튜브가 배당되고, 3 패스일 때, 튜브분배비가 1:1:1이면 패스당 17개의 튜브가 배당된다. 1:2:2 인 경우는 첫 번째 패스에 11개 2, 3번째 패스에는 20개의 튜브로 나누어지게 된다.

2.4 계산 절차

초기 조건에 따른 열교환기 해석은 다음과 같은 순서로 계산하였다.

(1) 초기에 핀 표면의 응축액막 온도($T_{p,m}$)와 튜브벽

면온도($T_{w,m}$) 을 가정한다.

(2) 이에 따라 각각 $b_p, b_r, b_{w,m}$ 를 계산하고, 공기측과 냉매측 열전달계수를 구한 후 미소체적의 UA를 구한다.

(3) NTU, ϵ , Q를 구한다.

(4) 열량(Q)을 구하고 가정치와 $T_{p,m}, T_{w,m}$ 의 값을 비교한다.

(5) $T_{p,m}, T_{w,m}$ 이 수렴할 때까지 반복 계산한다.

(6) 열량(Q)값이 수렴되면 출구 습도비와 온도를 계산한다.

(7) 위의 계산을 냉매 출구까지 계속한다.

3. 결과 고찰

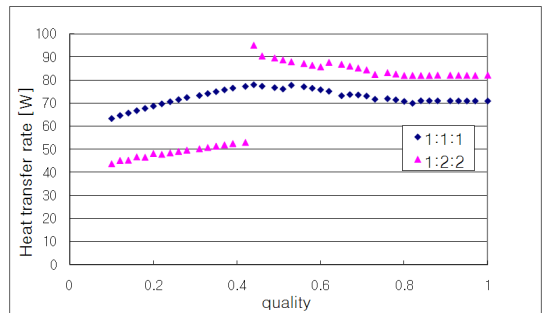
3.1 3 패스에서 냉매분배량의 영향

3 패스에서 분배비 1:1:1과 1:2:2를 비교하였다.

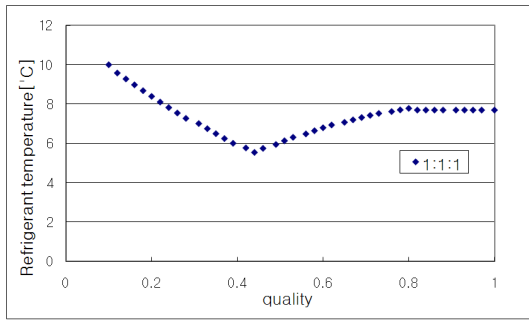
그림 2은 전열량을 나타내며 1:2:2인 경우 두 번째 패스부터 전열면적이 두배로 증가하므로 전열량이 급히 증가함을 보인다.

그림 3은 냉매유동으로 냉매압력이 낮아지므로 이에 해당하는 냉매온도 변화를 나타내는데 패스변화에 따라 온도도 변하며, 두번째 패스가 시작될 때 건도는 분배비 1:1:1에서 0.42, 1:2:2에서는 0.3 임을 알 수 있다.

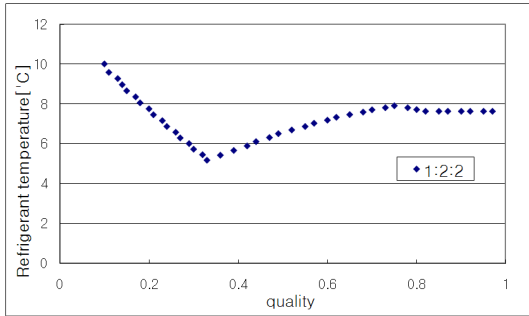
그림 4에는 1:1:1인 경우가 1:2:2에 비하여 첫 번째 패스의 전열 면적이 크므로 건도가 급히 증가함을 나타내지만, 건도가 1.0이 되는 위치는 두 경우 유사하게 나타난다. 이로부터 두 경우 전체 전열량은 유사함을 알 수 있다.



[그림 2] $F_p=3.0\text{mm}$, 3 패스, 냉매분배비 1:1:1, 1:2:2에서 전열량 비교



(a) 냉매분배비가 1:1:1 인 경우



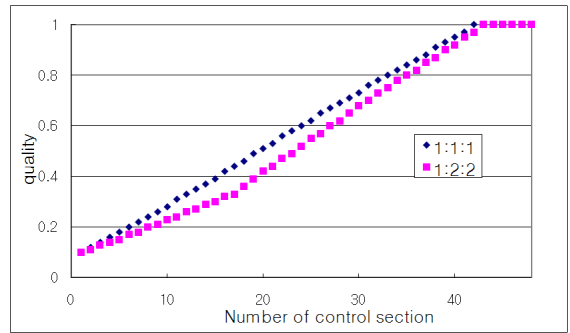
(b) 냉매분배비가 1:2:2 인 경우

[그림 3] $F_p=3.0\text{mm}$, 3 패스(1:1:1과 1:2:2)에서 건도에 따른 냉매온도 변화

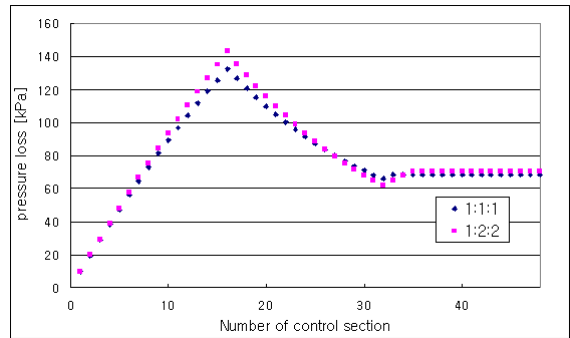
그림 5에는 냉매측의 압력손실을 나타낸 것으로, 냉매 분배비가 1:1:1과 1:2:2인 경우가 비슷함을 알 수 있다.

3.3 냉매 패스 수의 영향 비교

그림 6과 7는 $F_d = 25\text{mm}$, $F_p=3.0\text{mm}$ 이고, 냉매를 2 패스와 3 패스로 변화시킨 경우의 전열량, 냉매압력손실, 냉매측 열전달계수를 나타낸다. 이 때 냉매분배비는 패스마다 동일하게 1:1과 1:1:1로 하였다. 그림 6 (a)는 2 패스에서 전체 유동 길이를 1로 했을 때, 길이방향의 전열량을 나타내는데, 첫 번째 패스가 끝나는 유동 길이 50% 부근에서 119W로 최고치를 나타내었고 평균값은 104W였다. (b)는 냉매 압력손실인데 길이의 50%부근에서 120kPa로 최대로 나타났고 출구에서는 95kPa 이다. 냉매 압력의 손실변화는 첫 번째 패스에서 건도가 낮으므로 높게 나타났다가 건도가 높아지고 헤더를 통과하면서 압력변화가 생기므로 각 패스마다 다르게 나타난다. 또한, 냉매측 열전달계수의 평균값은 (c)에 나타난 바와 같이 $822\text{W/m}^2\text{K}$ 이다.



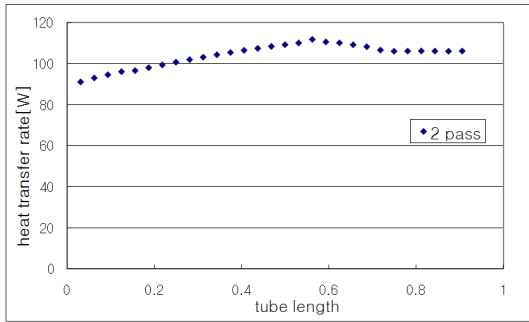
[그림 4] $F_p=3.0\text{mm}$, 3 패스, 냉매분배비 1:1:1, 1:2:2에서 냉매 건도 변화비교



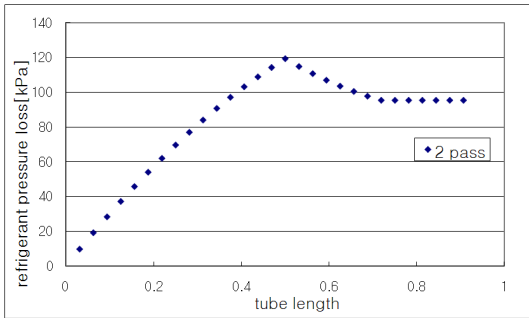
[그림 5] 냉매분배비 1:1:1, 1:2:2에서 냉매 압력손실

그림 7의 (a)는 3 패스의 평균전열량은 68W로 2 패스 대비 65%로 낮았는데, 이는 3 패스의 전열 면적이 2 패스의 2/3이기 때문이다.

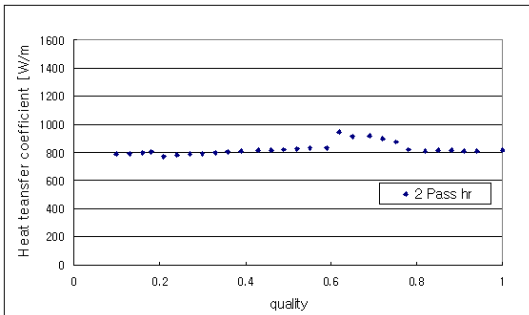
전체 전열량은 2 패스의 미소구간이 32개, 3 패스는 48개이므로 2 패스는 3,328W, 3 패스는 3,264W로 3 패스일 때 다소 작게 나타났다. (b)의 냉매측 압력손실은 1 패스 통과 후 132kPa로 최고로 나타났고 출구에서는 68kPa 이다. 이 결과는 3 패스의 압력손실이 2 패스보다 작음을 보여주는데 2 패스의 경우 출구 위치가 열교환기 상부에 위치하여 중력 회복의 영향 때문으로 판단된다. 3 패스의 경우 열교환기 하부에 출구가 위치한다. (c)는 냉매측 열전달계수로 평균값은 $988\text{W/m}^2\text{K}$ 로 2 패스보다 20%정도 높게 계산되었다. 이는 3 패스의 냉매 유속이 2 패스보다 빠르기 때문이다.



(a) 전열량

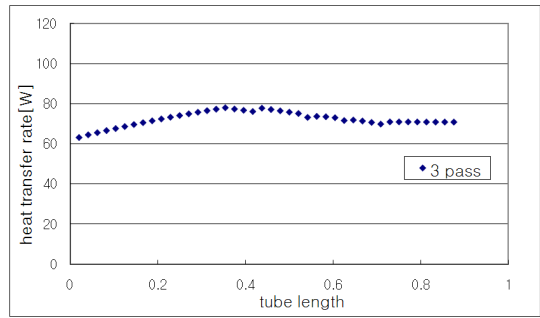


(b) 냉매압력손실

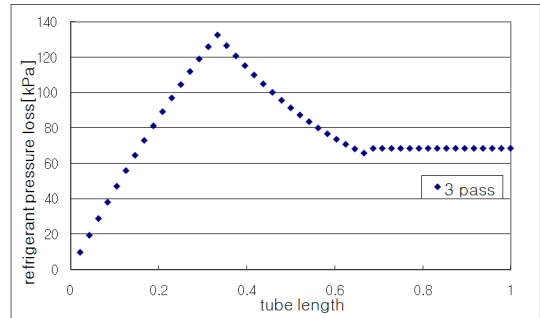


(c) 냉매 열전달계수

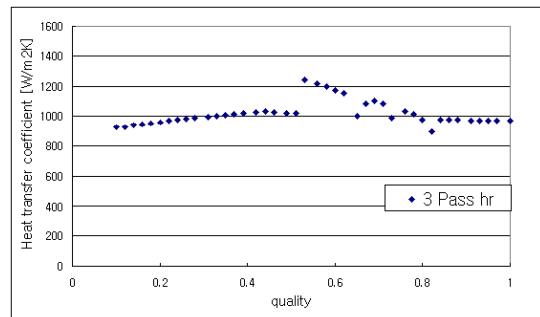
[그림 6] $F_p=3.0\text{mm}$, 2 패스일 때, 전열량, 냉매압력손실, 열전달계수 비교



(a) 전열량



(b) 냉매압력손실



(c) 냉매 열전달계수

[그림 7] $F_p=3.0\text{mm}$, 3 패스일 때, 전열량, 냉매압력손실, 열전달계수 비교

4. 결론

본 연구에서는 미소체적을 기반으로 하는 알루미늄 평행류 열교환기 설계프로그램을 개발하여, 냉매 패스수와 분배량 변화가 증발기의 성능에 미치는 영향을 예측하여 다음의 결론을 얻었다.

- 1) R410A를 냉매로 하는 증발기를 해석한 결과, 폭 650mm, 높이 190mm, 유동길이 25mm, 3 패스(냉매분배비가 1:1:1) 일 때 3,200W의 냉방성능을 나타내었다.

- 2) 전열관에 균일한 분배로 냉매가 흐르는 때, 전체유동길이에 대한 국부 전열량은 2 패스일 경우가 3 패스에 비해 최고 37% 높으며, 건도변화에 따른 냉매측의 평균 열전달계수는 2 패스가 3 패스보다 25% 낮게 나타났다.

- 3) 본 연구에서 개발된 프로그램은 냉매가 전열관을 균일하게 나뉘어 흐른다는 가정하에 수행되어 실제의 전열량보다 과대예측하는 것으로 판단된다.

참고문헌

- [1] 권영철, 박윤창, “PF열교환기를 적용한 공조기의 성능비교 실험연구”, 한국산학기술학회논문지, Vol. 10, No. 3, pp.470-475, 2009.
- [2] 함정호, 김도형, 김내현, 김정오, 김정식, “유입방향에 따른 헤더내 물-공기 2상류 분지특성”, 대한설비공학회 하계학술대회 논문집, pp.291-295, 2007.
- [3] Park, Y. G. and Jacobi, A. M. “Air-side performance of flat-tube louver-fin heat exchangers under wet conditions: wet-surface multipliers for Colburn j and f factors”, International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, R032, 2006.
- [4] Kim, M. H. and Bullard, C. W. “Air-side performance of brazed aluminum heat exchangers under dehumidifying conditions”, Int. J. Refrigeration, Vol. 25, No. 7, pp. 924-934, 2002.
- [5] Zhang, M. and Webb, R. L. “A correlation of two-phase friction for refrigerants in small-diameter tubes”, Exp. Thermal Fluid Sci., Vol. 25, pp. 131-139, 2001.
- [6] Kim, M.-H., Youn, B. and Bullard, C. W. “Effect of inclination on the airside performance of a brazed aluminum heat exchanger under dry and wet conditions”, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 44 pp. 4613-4623, 2001.
- [7] Kays, W. M. and London, A. L. “Compact Heat Exchangers”, McGraw-Hill Books, 1984.

김 정 식(Jeong-sik Kim)

[정회원]



- 2002년 3월 : 일본 큐슈대학 대학원 총합이공학연구과 (공학박사)
- 2009년 12월 ~ 현재 : (재)송도 테크노파크 디지털설계가공실 실장

<관심분야>

열전달촉진, 열유동해석, 신재생에너지

김 내 현(Nae-hyun Kim)

[정회원]



- 1989년 12월 : 미국 펜실바니아 주립대 기계공학과 (공학박사)
- 2009년 12월 ~ 현재 : 인천대학교 기계공학과 교수

<관심분야>

열전달, 냉동공조시스템, 열교환기

김 광 희(Kwang-hee Kim)

[정회원]



- 2005년 2월 : 국민대학교 대학원 기계설계공학과 (공학박사)
- 2009년 12월 ~ 현재 : (재)송도 테크노파크 기술혁신본부 본부장

<관심분야>

CAD/CAM/CAE, 정밀가공, 최적설계