CFD 해석을 통한 냉장고용 응축기 전열성능 연구

유 성 수,[*1] 황 도 연,[1] 이 명 수,[1] 한 병 윤,[1] 박 형 구[2]

CFD ANALYSIS OF HEAT TRANSFER PERFORMANCE OF A REFRIGERATOR CONDENSER

S.S. Yoo,[*1] D.Y. Hwang,[1] M.S. Lee,[1] B.Y. Han[1] and H.K. Park[2]

In this study, the heat transfer and flow field of condenser used on Kim-chi refrigerator is analysed with numerical method. Main objective is to present the base data for designing new condenser model with improvement of heat transfer performance. For CFD analysis, a commercial code, STAR-CCM+ was used. The water was used for the inner working fluid and the air was used for the outer fluid. The condenser type used in this study is a flat plate fin-and-tube heat exchanger. As factors for performance analysis, the effect of condenser geometry and air velocity was investigated. As a result, it has been observed that there is a suitable fin pitch with which heat transfer performance of condenser is maximized.

Key Words : 응축기(Condenser), 핀-관 열교환기(Fin-tube Heat Exchanger), 핀 피치(Fin-Pitch), 열전달(Heat Transfer)

1. 서 론

인간의 삶의 질 향상에 대한 욕구는 주거 및 문화수준의 급속한 발달과 함께 에너지 사용량의 급증으로 나타났고, 환경 파괴 및 에너지 자원 고갈로 이어지고 있다. 이에 따라 산업의 전 분야에 걸쳐 에너지 소비 효율을 낮춘 고효율 장치 개발이 절실히 요구되며 다양한 방법으로 진행 중에 있다.

현재 냉장고의 경우 한 가정에 한 대 이상 보유할 정도로 많은 수요가 요구되고 있으며, 일반적인 용도의 냉장고부터 김치냉장고와 같은 기능성 냉장고까지 다양한 형태의 냉장고가 출시되고 있다. 시장의 성장과 함께 냉장고의 고성능화와 절전성에 대한 소비자의 요구도 증가 되는 추세이며, 이에 대응하기 위해서 각 구성장치에 대한 성능개선 노력이 이루어지고 있다. 냉장고를 구성하고 있는 요소는 압축기, 열교환기(응축기, 증발기), 팽창밸브 등이 있으며, 이 중에서 냉동 시스템의 성능을 결정하는 가장 중요한 요소 중의 하나가 방열 역할을 하는 응축기이다.

냉장고의 방열과정은 단열부에 설치된 관형 주 응축기(Cluster pipe)와 기계실에 설치된 보조 응축기(Sub-condenser)에서 이루어진다. 이중 보조 응축기의 경우 일반적으로 핀관 열교환기 형태이고 외부 공기와 내부 냉매간의 열교환을 목적으로 한다. 열교환기의 전열 성능은 공기측 열저항과 전열관측 열저항 그리고 핀과 관 접촉부의 열저항으로 구분할 수 있다. 이 중에서 공기측 열저항이 전체 열저항의 60~70%를 차지하므로 열교환기의 전열성능을 향상시키기 위해서는 공기측 전열성능의 향상이 중요하다.

국내 응축기 제조회사의 대부분은 정확한전열성능 자료를 제시하지 않으며, 응축기 설계 시에 단순한 경험에 의존하고 있는 실정이다. 또한 지금까지 전열성능을 향상시킨 응축기 개발을 위한 대부분의 노력이 샘플설계 및 실험을 통해 수정하는 과정을 반복하는데 소요되었다[1-5]. 그러나 최근에 와서 컴퓨터와 CFD 기법의 급속한 발전에 따라 수치해석을 이용하는 사례가 점차 증가하고 있다[6-9]. 이는 실험 횟수를 줄임으로써 시간과 비용의 절감효과 뿐만 아니라 실험으로는 얻기 어려운 열전달 및 유동 특성 등의 다양한 자료를 제공할 수 있다.

이 연구에서는 CFD를 이용하여 현재 국내에서 사용되고 있는 김치냉장고용 응축기(Flat plate fin-tube heat exchanger)를 핀 피치와 공기 유속을 변화시켜가며 해석하였고, 열전달 및 유동 특성을 비교 분석하여 향후 전열성능을 향상시킨 응축기 모델 개발에 필요한 기초 자료를 얻는데 목적이 있다. 전체적인 해석에는 CFD 상용 코드인 STAR-CCM+를 이용하였

1 학생회원, 전남대학교 대학원 기계공학과
2 정회원, 전남대학교
* Corresponding author, E-mail: hanloon@hanmail.net

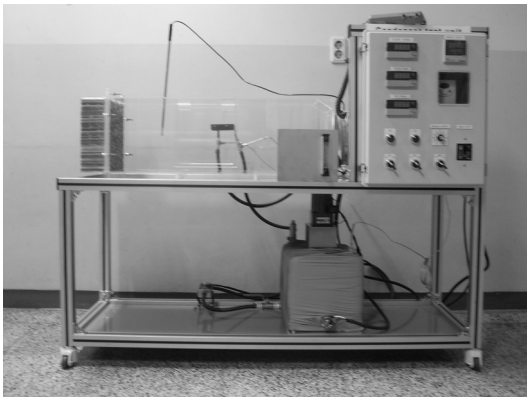
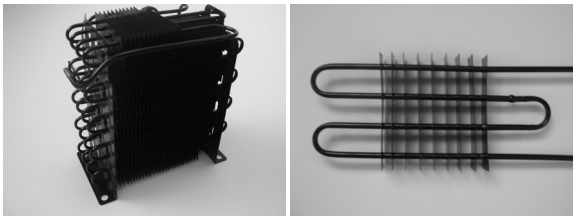


Fig. 1 Schematic of experimental apparatus



(a) Condenser (b) Sample M8

Fig. 2 Schematic of condensers

고, 실험을 통하여 신뢰성을 검증하였다.

2. 본 론

2.1 실험 장치 및 방법

Fig. 1에 나타낸 바와 같이 이 실험의 실험장치는 크게 외부 유체 유동영역과 내부 작동유체 순환영역으로 나눌 수 있다. 여기서 외부 유체는 공기이고, 내부 작동 유체는 물로 하였다. 내부 작동유체 순환영역은 물의 온도를 일정하게 유지시켜주는 항온조와 물 순환펌프, 질량유량계 그리고 시험부 입·출구의 온도센서로 구성하였다. 실험을 진행하는 동안 항온조의 온도는 90℃로, 물의 질량유량은 0.01kg/s로 일정하게 유지하였다.

외부 유체 유동영역은 시로코팬과 시험부 입출구의 온도센서 및 속도 센서로 구성 하였다. 실험실의 내부온도는 약 25℃로 유지되며, 펌프의 경우 인버터를 이용하여 주파수를 조절함으로써 풍량을 변화시킬 수 있다.

실험에 사용된 샘플은 Fig. 2(b)와 같고 그 제원은 Table.2의 M8에 해당한다. 샘플을 실험 장치의 시험부에 설치하고 공기 유속을 5m/s로 일정하게 유지한 상태에서 정상상태에 도달하면, 샘플의 입출구 온도차를 측정하여 전열량을 계산한다.

Table 1 Geometry of Condenser

Fin	Area	20.5mm×86mm
	Thickness (t)	0.2mm
	Number of fins	9
Tube	Outer diameter (D_o)	4.76mm
	Inner diameter (D_i)	3.36mm
	Total length (L)	930.65mm
	Row pitch	21.74mm
	Number of rows	4

2.2 해석 모델

이 연구에서는 국내에서 제작되고 있는 김치 냉장고용 응축기를 해석 대상으로 채택 하였다. Fig. 2(a)에 나타낸 바와 같이 이 응축기는 평판 핀 형상을 가진 핀-관 열교환기 타입이다. 응축기의 구조가 반복 및 대칭적인 핀과 관 배열로 되어있기 때문에 해석 영역은 Fig. 2(b)와 같이 일부로 제한하였다. 핀 피치와 공기 유속 변화에 따른 응축기 전열성능 해석을 위해 핀 피치를 변경한 8개 모델을 설계하였고, 이 모델들의 기하학적 형상의 주요 제원은Table 1과 Table 2에 수록하였다. 이 연구에서 사용된 응축기의 재질은 철(Steel)이며, 열전도계수(Thermal conductivity)는 15.1W/m·K이다.

2.3 지배방정식 및 난류 모델

응축기는 내부 작동유체와 외부 유체 사이의 열교환을 목적으로 한다. 따라서 해석을 위해서는 응축기 내·외부의 유체영역과 핀-관이 이루는 고체 영역의 물리적 현상을 모두 고려해야 한다. 이 연구에서는 관 외부의 작동유체는 공기이고, 내부의 작동유체는 물로 하였다. 해석대상의 물리적 현상은 유체영역의 경우 3차원, 정상상태, 비압축성, 난류 유동의 대류 열전달 문제이고, 고체영역의 경우 핀과 관 내부에서의 전도에 의한 열전달 문제이다. 이러한 물리적인 현상에 대한 지배방정식을 텐서형태로 나타내면 다음과 같다.

$$\frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} = 0 \qquad (1)$$

Table 2 Specification of models for the fin pitch

Model No.	Fin pitch(P_f)	Model No.	Fin pitch(P_f)
M1	2.2mm	M5	6.2mm
M2	3.2mm	M6	7.2mm
M3	4.2mm	M7	8.2mm
M4	5.2mm	M8	10.2mm

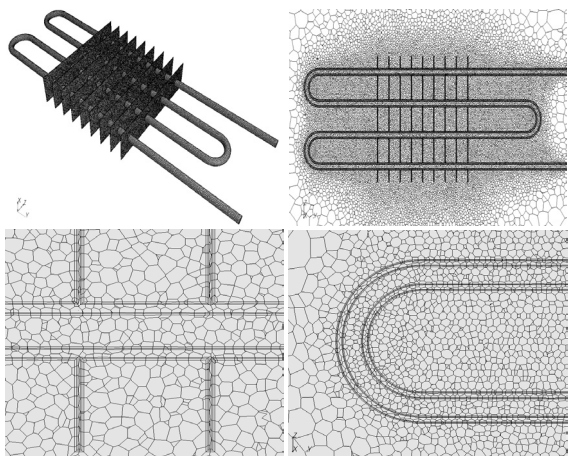


Fig. 3 Computational grids

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial u_i}\right) - \overline{\rho u_i' u_j'}\right] + \rho g_i \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho u_j T)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\frac{\mu}{\Pr}\frac{\partial T}{\partial x_j} - \overline{\rho u_i' T'}\right) + S_\phi \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}\left(k_s \frac{\partial T}{\partial x_i}\right) + \dot{q} = 0 \quad (4)$$

식 (1)은 연속방정식, 식 (2)은 운동량방정식, 식 (3)은 유체 영역의 에너지 방정식, 식 (4)는 고체 영역의 열전도방정식이다. 여기서 $\overline{\rho u_i' u_j'}$와 $\overline{\rho u_i' T'}$는 Reynolds 응력 및 난류 열유속을 의미한다.

난류 문제를 해석하기 위해서 현재 여러 가지 방법[10]이 사용되고 있으며, 그중 가장 널리 사용되는 방법은 2-방정식 난류 모델이다. 이 연구에서는 2-방정식 모델 중 Realizable K-Epsilon 모델을 사용하였다. 이 모델은 Shih et al.[11]에 의해 제안된 난류모델로, 이 모델의 k와 ϵ은 다음 수송방정식에서 도출 된다.

$$\frac{D(\rho k)}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] + G_k + G_b + \rho\epsilon - Y_M \quad (5)$$

$$\frac{D(\rho\epsilon)}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon}\right)\frac{\partial \epsilon}{\partial x_j}\right] + C_1\rho S\epsilon - C_2\frac{\rho\epsilon^2}{k+\sqrt{\nu\epsilon}} \quad (6)$$

여기서 μ_t는 난류 와점성계수, G_k는 평균 속도 구배에 의한 난류 운동에너지의 발생, G_b는 부력 등에 의한 난류 운동에너지의 발생을 의미한다. C_1은 $\max[0.43, \eta/(\eta+5)]$, $\eta = Sk/\epsilon$으로 표현되고, C_2는 상수, σ_k와 σ_ϵ은 난류 Prandtl 수이다.

STAR-CCM+에서는 K - Epsilon 모델의 벽면처리를 위해 Two-layer all y+ wall treatment를 제공한다. 이 방법은 완전 난류 영역과 점성 영향을 많이 받는 벽 근처 영역으로 나누어 계산 하는데, 여기서 벽 근처 영역은 Prism layer mesh부분에 해당한다. 완전 난류영역에서는 K - Epsilon 난류 모델을 적용하고, 벽 근처 영역에서는 Wolfstein의 1방정식 난류모델[12]을 적용한다. Wolfstein 모델은 다음과 같다.

$$\epsilon = \frac{k^{3/2}}{l}\frac{1}{1-\exp\left(-\frac{1}{A_\epsilon}Re_y\right)},\ l = \kappa C_\mu^{-0.75} y \quad (7)$$

$$\frac{\mu_t}{\mu} = Re_y C_\mu^{1/4} k\left[1-\exp\left(-\frac{Re_y}{A_\mu}\right)\right] \quad (8)$$

$$Re_y = \frac{\sqrt{k}\,y}{\nu} \quad (9)$$

여기서 A_μ, A_ϵ, C_μ, κ는 상수이다. 이 연구에서 구하고자 하는 변수는 각방향의 속도, 압력, 온도이며 적절한 함수 및 계수를 적용하여 해석을 수행하였다.

2.4 수치해석 방법 및 해석 조건

이 연구에서는 관 내부의 작동유체에서 관으로의 대류 열전달, 핀-관 내부에서의 전도에 의한 열전달, 핀-관으로부터 외부 작동유체로의 대류 열전달을 모두 해석 대상으로 하였다. 따라서 해석 영역은 세 부분으로 구분되며, 외부 작동유체는 공기, 내부 작동유체는 물, 핀-관의 재질은 철로, 3가지의 물리적 특성에 맞도록 각각 설정 하였다.해석은 유체뿐만 아니라 고체 핀-관 내부에서의 전도에 의한 열전달 또한 고려해야 하므로 에너지 방정식과 열전도 방정식을 중첩시켜 해석하였고, 유한체적법에 기반을 둔 STAR-CCM+를 이용하였다.

응축기는 전체적인 사이즈가 작고, 핀과 관의 경우에는 두께가 매우 얇기 때문에 정확한 해석을 위해서는 충분한 수의 격자가 요구된다. 이 연구에서는 STAR-CCM+의 Pre-process 격자생성 기능을 이용하여 핀-관을 포함한 주변부에 작은 사이즈의 격자를 집중시켰고, 응축기에서 멀어질수록 격자 사이

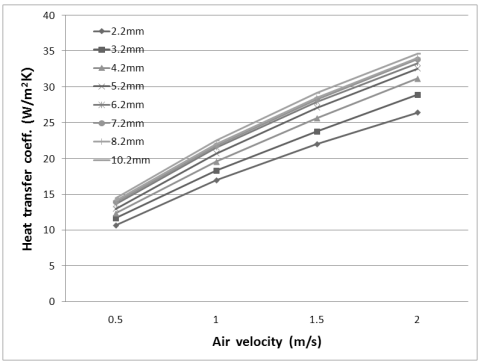


Fig. 4 Comparison of heat transfer coefficients for air velocity

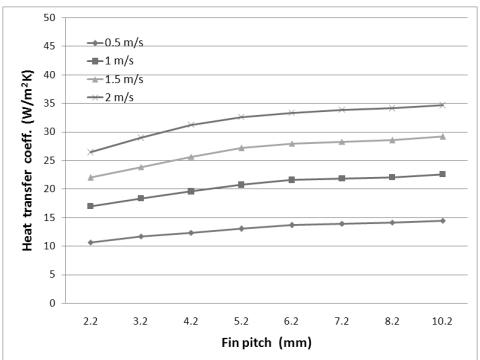
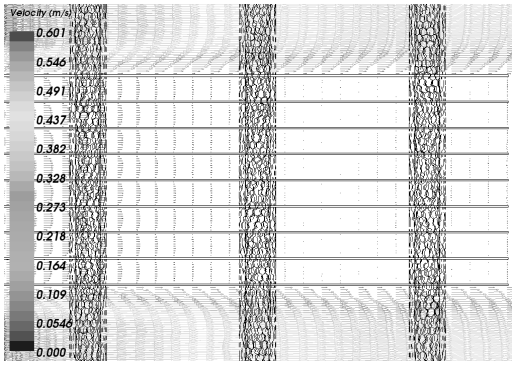


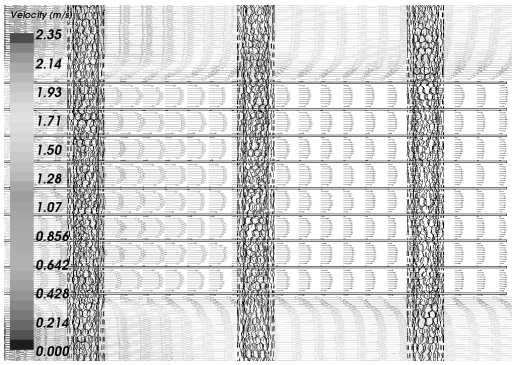
Fig. 5 Comparison of heat transfer coefficients for fin pitch

즈를 성장시켰다. 각 영역별로는 공기 유동영역의 경우 약70만개, 핀 -관 내부에는 약 10만개, 물 순환영역은 약 5만개의 격자를 생성하였다. Fig. 3은 해석 영역에 대한 전체적인 격자 배열과 핀-관 주변부의 격자를 나타낸 그림이고, 격자의 종류로는 해석결과가 비교적 좋은 Polyhedral mesh를 이용하였다.

이 연구에서 고려한 해석대상의 기하학적 형상은 Fig. 2(a)와 같은 응축기의 공기측 유로와 관-관 배열을 단순화 시킨 것이다. 관 배열은 엇갈린 4열 관이고, 핀의 개수는 9개로 전체적인 형상과 면적은 같으나 모델별로 핀 피치를 다르게 설계 하였다. 관의 전체 길이는 L이고, 관의 외부 직경은 D_o, 관의 내부 직경은 D_i, 핀 피치는 f_P, 핀 두께는 t로 표기하였다. 계산 영역은 공기측의 경우 균일한 유동을 얻기 위해서 입구면은 1열관으로부터 약 $35D_o$에 위치하며, 출구면은 후류의 재순환 영역을 적절히 관찰하기 위해서 4열관으로부터 약 $60D_o$에 위치하도록 하였다. 공기측 입구 경계조건은 일정 온도와 유속 조건으로 주었으며, 물측 입구 경계조건은 일정 온도와 유량 조건으로 주었다. 또한 핀과 관의 유체 접촉면은 점착조건으로 주었으며, 그 외 모든 벽면에서는 점착조건 및 단열 조건을 주었다.



(a) velocity = 0.5m/s



(b) velocity = 2m/s

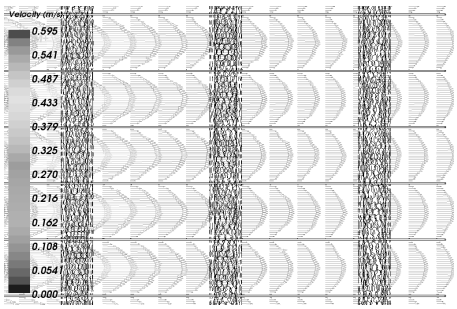
Fig. 6 Velocity vector maps of M2

3. 결과 및 고찰

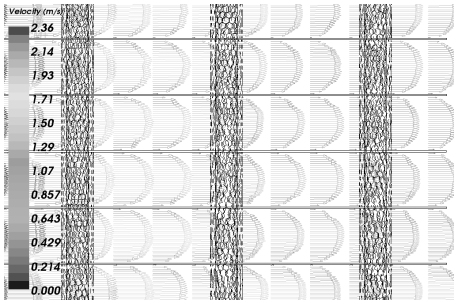
3.1 실험 결과와 수치해석 결과 비교

응축기의 핀 피치와 공기 유속 변화에 따른 전열 성능을 분석하기 위해서 이 논문에서 제시한 응축기 해석 모델을 이용하였다. 그리고 해석결과의 신뢰성 검증을 위해 한 가지 모델(M8)을 선정하여 샘플 제작 후 실험하였다. 실험은 정확성을 위해 외부 유동 조건을 5m/s, 25℃로, 응축기 입구 조건을 0.01kg/s, 90℃로 일정하게 유지한 후 진행하였다. 총 10회에 걸쳐 응축기의 입출구 온도를 측정하였고, 이 값들의 차를 $Q = \dot{m}_w \cdot C_{p,w} \cdot \Delta T_w$ 에 적용하여 전열량을 구하였다.

실험을 통해 최대 108.72W, 최소 100.36W, 평균 104.54W의 전열량 값을 얻었는데, 이는 수치해석 결과 105.34W와 비교하여 ±5% 이내의 정량적 오차를 가진다. 실험에서의 측정오차와 난류모델 및 대류항 처리 기법 등 수치해석상의 오차가 포함되었기 때문에 이정도의 오차가 발생 했지만 정성적으로는 경향이 잘 일치함을 확인 하였고, 이를 통해서 수치해석 결과가 실제 응축기 전열성능을 잘 예측함을 알 수 있었다.



(a) velocity = 0.5m/s



(b) velocity = 2m/s

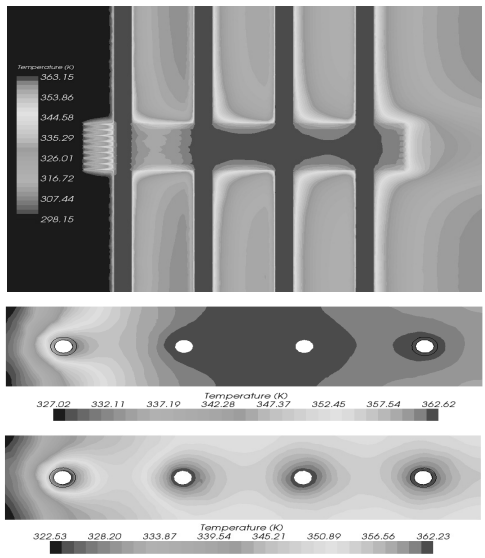
Fig. 7 Velocity vector maps of M7

따라서 응축기 모델에 대한 수치해석의 신뢰성을 확보하였고, 이를 바탕으로 공기 유속과 핀 피치 변화에 따른 응축기 전열성능 해석을 실시하였다.

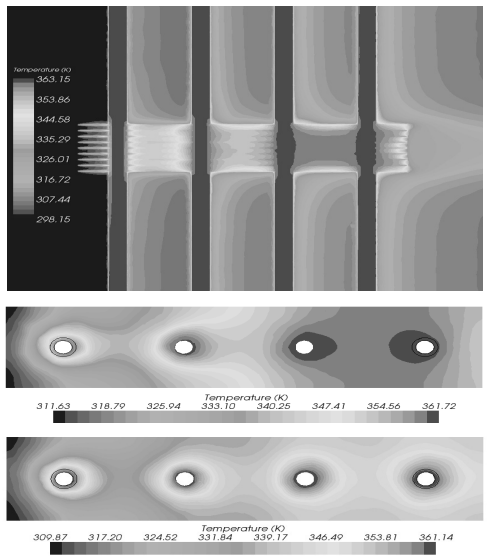
3.2 전열성능에 대한 공기유속의 영향

Fig. 4는 공기 유속 변화에 따른 대류열전달계수를 나타낸 그림이다. 핀 피치가 같은 경우 공기 유속이 증가할수록 대류열전달계수가 크게 증가하는 것을 볼 수 있는데, 이는 핀 피치가 작으나 크나 동일한 결과를 보인다. 또한 대류열전달계수의 증가 폭이 유속이 증가함에 따라 미세하게 줄어든다는 사실을 알 수 있다.

Fig. 6은 핀 피치가 3.2mm일 때 속도벡터를 나타낸 그림이다. Fig. 6(a)의 경우 유속이 0.5m/s로 비교적 저속일 때, Fig. 6(b)는 유속이 2m/s로 고속일 때 응축기 주변에서의 속도벡터를 나타내고 있다. 두 그림을 보면 각 위치에서 속도의 크기가 다른 길이와 색으로 표현되어 있다. 벡터의 길이가 짧고 파란색에 가까울수록 유속이 느리고, 점으로 표현되면 유동이 거의 없음을 나타낸다. Fig. 6(a)는 2열 관과 4열관 사이의 핀이 집중된 영역을 나타낸 것인데, 유속이 매우 작거나 유동이 거의 없음을 알 수 있다. 이는 핀의 선단에서 부터 발달하는 속도 경계층이 매우 가까운 핀 피치로 인해 핀을 떠나기 전



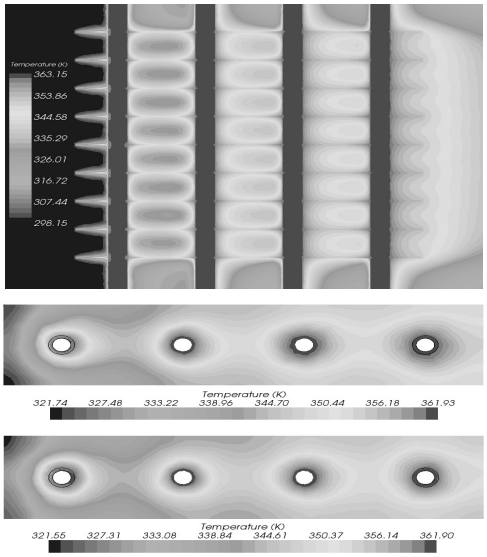
(a) velocity = 0.5m/s



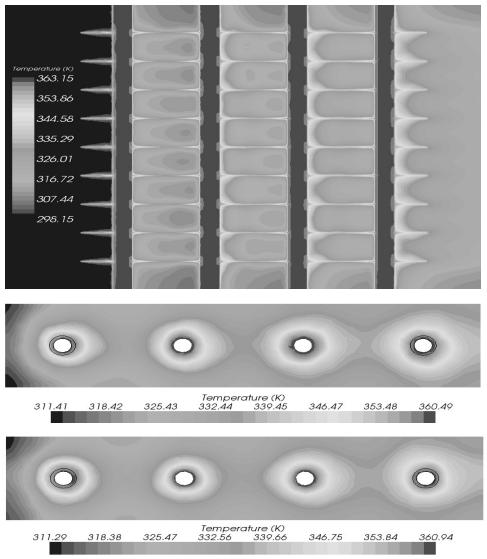
(b) velocity = 2m/s

Fig. 8 Temperature fields of M1

에 서로 결합하여 점성영역이 확대되면서 유동을 방해하기 때문으로 판단된다. 하지만 Fig. 6(b)를 보면 유속이 빠른 경우에는 이러한 현상이 감소하는데, 유속이 느린 경우보다 상대적으로 속도 경계층의 두께가 감소하는 것이 그 원인으로 분석된다. 속도가 느린 경우 핀의 앞부분에서 경계층이 결합되어 점성영역이 크게 확장되지만, 유속이 큰 경우에는 뒷부분에서 경계층이 결합되어 점성 영역이 축소된다. 점성영역이



(a) velocity = 0.5m/s



(b) velocity = 2m/s

Fig. 9 Temperature fields of M8

축소되면 유동 손실이 감소되기 때문에 Fig. 6(b)와 같은 결과가 나타난 것으로 판단된다. Fig. 7은 핀 피치가 8.2mm일 때 속도벡터를 나타낸 그림인데, 핀 피치가 큰 경우에도 Fig. 6에서 관찰된 것과 비슷한 유동 특성을 보이는 것으로 이러한 사실을 뒷받침한다.

Fig. 8은 핀 피치가 2.2mm일 때 온도장을 나타낸 그림이다. Fig. 8(a)는 세 가지 그림으로 구성되어 있는데, 첫 번째 그림은 전체적인 온도 분포를, 두 번째 그림은 중앙 핀의 온도 분포를, 세 번째 그림은 바깥쪽 핀의 온도 분포를 나타낸다. 첫 번째 그림을 보면 2열 관과 4열 관 사이의 핀이 집중된 영역에서 매우 높은 온도를 유지하고 있음을 관찰 할 수 있다. 이는 선단에서 부터 발달하는 열 경계층이 작은 핀 피치로 인해 핀을 떠나기 전에 서로 만났기 때문으로 앞에서와 같은 경우이다. 두 번째 그림에서도 핀 표면과 공기 사이에 온도구배가 거의 없어서 열전달이 일어나지 않기 때문에 2열 관과 4열 관 사이의 영역에서 매우 높은 온도를 유지하고 있음을 관찰 할 수 있다. 이에 반하여 세 번째 그림을 보면 핀의 온도가 비교적 낮은 상태로 유지되고 있는데, 이는 바깥 표면과 공기사이에 뚜렷한 온도 구배가 존재하므로 열이 빠져나갈 수 있기 때문이다.

유속이 커짐에 따라 이러한 온도장은 변화하는데 Fig. 8(b)를 통해 그 변화를 관찰 할 수 있다. 첫 번째 그림과 두 번째 그림을 보면 3열 관과 4열 관 사이의 영역에서 비교적 높은 온도를 유지하고 있다. 이는 Fig. 8(a)와 비교하면 온도가 낮고, 그 영역도 작으며, 핀 뒷부분으로 한정 되는데, 유속의 증가로 열 경계층의 두께가 감소해 서로 결합하는 지점이 후방으로 이동했기 때문이다. 이러한 현상은 Fig. 9에서도 관찰 할 수 있다.

속도벡터와 온도장을 통하여 유속이 경계층의 성장과 두께에 미치는 영향을 확인 했다. 또한 핀과 핀 사이에서 발달하는 경계층이 핀 앞부분에서 결합할수록 점성영역이 늘어나며 유동 손실이 커지고, 강제 대류에 의한 열전달이 줄어든다는 사실을 확인할 수 있었다. 이는 핀 피치와 형상 및 길이를 결정하는데 중요한 기초 자료가 될 것으로 판단된다.

3.3 전열성능에 대한 핀 피치의 영향

Fig. 5는 0.5m/s에서 2m/s까지의 공기 유속 내에서 핀 피치의 변화에 따른 대류열전달계수를 나타낸 그림이다. 공기 유속이 같을 때 핀 피치가 커질수록 대류열전달 계수가 증가하는 것을 볼 수 있다. 또한 핀 피치가 4.2mm ~ 6.2mm일 때를 전·후로 해서 대류열전달계수의 증가폭에 변화가 있음을 확인할 수 있다. 변화가 발생하는 핀 피치는 유속이 클수록 4.2mm에 가깝고, 유속이 작을수록 6.2mm에 가깝다.

Fig. 4와 Fig. 5를 보면 핀 피치가 4.2mm ~ 6.2mm일 때 이후로는 핀 피치가 증가해도 대류열전달계수가 크게 변하지 않음을 관찰 할 수 있다. 이 차이는 오차로 볼 수 있을 정도로 매우 작아서 무시할 수 있기 때문에, 대류열전달계수를 최대로 하는 핀 피치가 이 점에 해당할 것이라고 판단할 수 있다.

대류열전달계수를 최대로 하는 핀 피치가 유속에 따라서 달라지는 이유는 경계층과 관련지어 확인할 수 있다. 유속이 작은 경우 경계층의 두께가 크게 발달하기 때문에 경계층간

의 결합이 발생하지 않으려면 핀 피치가 커야하고, 유속이 큰 경우 상대적으로 경계층 두께가 작게 발달하기 때문에 핀 피치가 작아도 된다. 핀 피치의 변화에 따른 속도 경계층의 결합 현상은 Fig. 6과 Fig. 7의 속도벡터를 비교해 봄으로써 확인 할 수 있다. 핀의 길이와 유속에 따라 경계층의 두께가 결정되고, 특정 요인이 없는 한 달라지지 않기 때문에 경계층간의 결합 위치를 조정할 수 있는 요인은 핀 피치뿐이다. 핀 피치가 커지면 경계층간의 결합이 지연되며 점성 영역이 작아져 유동손실이 적고, 핀 피치가 작아지면 경계층간의 결합이 빨리 이루어져 유동손실이 증가한다. 열 경계층의 간섭 현상 역시 Fig. 8과 Fig. 9의 온도장을 비교해 봄으로 확인 할 수 있다. 열 경계층은 핀 주변의 온도 구배로 확인할 수 있고, 경계층간의 결합이 일어나면 온도구배를 거의 관찰 할 수 없기 때문에 쉽게 확인이 가능하다.

핀 피치가 경계층간의 결합 위치를 결정할 수 있다는 사실을 확인 했고, 핀 길이, 피치 및 유속의 최적화를 통해 경계층간의 간섭을 최소화함으로써 전열성능을 향상시킬 수 있음을 알 수 있었다.

4. 결 론

이 연구에서는 핀 피치가 다른8종의 평판 핀-관 열교환기 타입 응축기의 강제대류 열전달 특성을 실험 및 수치해석을 통해 고찰하였고, 그 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 수치해석 결과와 실험 결과를 전열량으로 비교하였다. ±5%의 오차를 보이며 정성적으로 경향이 잘 일치함을 알 수 있었다. 이로써 수치해석결과의 신뢰성을 확보하였다.
2) 공기 유속을 변화시켜가며 대류열전달계수를 비교하였다. 유속에 따라 경계층의 두께가 변하고, 이는 경계층간의 결합 위치에 영향을 끼쳐 대류열전달계수를 변화시킴을 확인하였다.
3) 고정된 핀의 형상과 유속 조건에서 핀 피치를 변화시킴으로써 경계층간의 결합 위치를 결정할 수 있고, 이를 통해 대류열전달계수를 변화시킬 수 있음을 확인하였다.
4) 핀 피치가 증가하면 대류열전달 계수는 향상된다. 그러나 대류열전달계수의 증가가 한계에 이르는 특정 피치가 유속에 따라 다르게 존재하므로, 응축기 설계 시에 냉장고 내 작동 유속에 대한 최적 피치를 고려할 필요가 있다.

후 기

이 연구는 교육과학기술부와 한국산업기술재단의 지역혁신 인력양성사업으로 수행된 연구결과이며 이에 감사드립니다.

참고문헌

[1] 2005, 이호성 외3인, “독립 핀-튜브 열교환기의 열전달 성능특성에 관한 연구,” *대한설비공학회 동계학술발표대회 논문집*, pp.274-280.

[2] 2004, 강희찬, 강민철, “단일 원형환-원형관에 대한 강제대류 열전달 상관식” *설비공학논문집*, 제16권, 제6호, pp.584-588.

[3] 2003, Kim, J.Y. and Song, T.H., "Effect of tube alignment on the heat/mass transfer from a plate fin and two-tube assembly," naphthalene sublimation results, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.46, pp.3051-3059.

[4] 2002, Ay, H., Jang, J.Y. and Yeh, J.N., "Local heat transfer measurements of plate finned-tube heat exchangers by infrared thermography," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.45, pp.4069-4078.

[5] 2001, 양근영 외2인, “사각 덕트에 장착된 응축기 현상에 따른 방열량 분석,” *대한설비공학회 하계학술발표회 논문집*, pp.612-616.

[6] 2006, 윤영환 외2인, “평판 핀 튜브 열교환기의 공기측 강제대류 열전달계수에 대한 실험 및 수치계산,” *설비공학 논문집*, 제18권, 제9호, pp.729-737.

[7] 1995, Jang, J.Y., Wu M.C. and Chang, W.J., "Numerical and experimental studies of three dimensional plate-fin and tube heat exchangers," *Int.J. Heat Mass Transfer*. Vol.39, No.14, pp.3057-3066.

[8] 2002, 이민규, 외6인, “공조용 판-튜브 열교환기 New Fin 개발,” *대한설비공학회 하계학술발표대회 논문집*, pp.153-158.

[9] 2007, Tao, Y.B. et al., "Numerical study of local heat transfer coefficient and fin efficiency of wavy fin-and-tube heat exchangers," *International Journal of Thermal Sciences*, Vol.46, No.8, pp.768-778.

[10] 1989, 최영돈, “수치유체역학 관련 난류모델의 국내 연구 현황,” *대한기계학회지*, 제29권, 제4호, pp.360-375.

[11] Shih, T.H., Liou, W.W., Shabbir, A. and Zhu, J.A., "A new k-ε Eddy-Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows Model Development and Validation," *Comp-uter Fluids*, Vol.24, No.3, pp.227-238.

[12] 2006, CD-adapco, *STAR-CD : version 4.00 Methodology*, pp.2_1-2_31.