

핀-관 열교환기의 열 접촉저항이 전열성능에 미치는 영향 연구

유성수,^{*1} 이명수,¹ 한병윤,¹ 박형구²

INFLUENCE OF THE THERMAL CONTACT RESISTANCE ON THE FIN-TUBE HEAT EXCHANGER PERFORMANCE

S.S. Yoo,^{*1} M.S. Lee,¹ B.Y. Han¹ and H.K. Park²

In this study, the heat transfer and fluid flow characteristics of a condenser for a refrigerator are analyzed with the numerical method. The main objective of the study is to obtain basic data in order to develop a new type of condenser focused on an influence of thermal resistance of air side and thermal contact resistance on the heat transfer performance. The CFD technique was used for whole study, and experiments were performed in order to verify the reliability of the numerical analysis and predict the thermal contact resistance. In this study, a heat exchanger sample was made of a part of condenser to make the experimental and numerical analysis simple and efficient. Water was used for the inner working fluid of the heat exchanger, and an experimental apparatus was composed concisely. A heat exchanger sample of tube type was used to verify the reliability of numerical analysis, and a heat exchanger of fin and tube type was used to predict the ratio of thermal contact resistance to the overall thermal resistance.

Key Words : 전산유체역학(CFD), 열교환기(Heat Exchanger), 응축기(Condenser), 열 접촉저항(Thermal Contact Resistance)

1. 서 론

냉동 시스템을 구성하고 있는 요소에는 압축기, 열교환기(응축기, 증발기), 팽창밸브 등이 있으며, 이 중에서 냉동 시스템의 성능을 결정하는 중요한 요소가 방열 역할을 하는 응축기이다. 응축기는 방열판(Heat sink)에 설치되는 관형 주응축기(Cluster pipe)와 기계실에 설치되는 보조 응축기(Sub-condenser)로 다시 세분할 수 있다. 이때 보조 응축기는 좁은 기계실 내에서 효과적인 열 방출을 위해 일반적으로 핀-관 열교환기 형태로 제작된다.

핀-관 열교환기의 전열 성능은 공기측의 대류 열저항(Thermal resistance for convection), 핀과 관내에서의 전도 열저항(Thermal resistance for conduction), 핀과 관 결합부의 열 접

촉저항(Thermal contact resistance) 및 냉매측의 대류 열저항에 의해서 결정된다. 이때 각 열저항이 열교환기의 전열성능에서 차지하는 비중 및 영향은 형상, 재질, 조건 등에 따라 달라지므로 열교환기 설계 시 열저항에 대한 평가가 선행되어야 한다.

이 연구는 국내에서 시판되고 있는 냉장고의 기계실에 설치되는 보조 응축기를 대상으로 실험과 CFD를 병행하여 수행되었다. 응축기는 평판 핀-관 열교환기(Flat plate fin-tube heat exchanger) 형태로서 제조 공정상 핀과 관의 결합이 억지 끼워 맞춤 상태이다. 따라서 핀-관 결합부에 열 접촉저항이 존재하며, 이는 전체 열저항에서 차지하는 비중이 작지만 무시할 수 없는 요소이다. 핀을 추가함으로써 열교환기의 전열 성능을 향상시킬 수 있지만 열 접촉저항이 있을 경우 그 정도를 작게 하며, 조건에 따라서는 열교환기의 전체적인 성능에 큰 영향을 미칠 수도 있기 때문이다. 그리고 열 접촉저항의 영향이 무시할 수 없을 정도로 클 때, 이를 고려하지 않고 수치해석을 수행한다면 그 결과가 실제와 크게 달라질 수 있다. 따라서 수치해석을 수행하기에 앞서 열 접촉저항의 크기를 확인할 필요가 있으며, 신뢰성 있는 결과를 얻기 위해서는

접수일: 2009년 12월 22일, 수정일: 2010년 3월 15일,
계재확정일: 2010년 3월 19일.

1 정희원, 전남대학교 대학원 기계공학과

2 정희원, 전남대학교 기계시스템공학부

* Corresponding author, E-mail: hanloon@naver.com

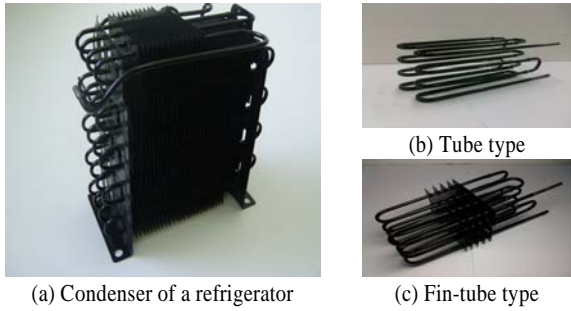


Fig. 1 Heat exchanger samples

이를 고려해야 한다. 하지만 기존의 수치해석을 이용한 열교환기 연구[1-4]는 대부분 공기측 대류 열저항에 집중되어 있으며 열 접촉저항을 고려한 예는 없었다. 이 연구에서는 열 접촉저항이 열교환기의 전열성능에 미치는 영향을 확인하기 위하여 핀과 관 결합부의 열 접촉저항을 예측해 보았다. 열 접촉저항은 실험과 수치해석을 정량적으로 비교하여 구하였고, 열화상카메라(TH9100ML, NEC)를 이용해 실제 열교환기 샘플의 표면 온도분포를 측정 후 정성적으로 비교함으로써 결과의 신뢰성을 높였다. 이 연구의 목적은 열 접촉저항이 열교환기의 전열성능에 미치는 영향을 확인하여 새로운 응축기 개발에 필요한 기초자료를 얻는데 있으며, 전체 해석에는 CFD 상용 코드인 'STAR-CCM+'를 사용하였다.

2. 실험 및 수치해석

2.1 열 접촉저항 예측 방법

Fig. 1(a)는 국내에서 시판되고 있는 냉장고의 기계실에 설치되는 응축기이다. 이 응축기는 핀과 관이 억지 끼워 맞춤으로 제작되어 핀-관 결합부에 열 접촉저항이 존재한다. 따라서 정확한 해석을 위해서는 전체 열저항 중에서 열 접촉저항이 차지하는 비중을 알아야 한다.

현재 열 접촉저항을 예측 할 수 있는 이론들이 개발되었지만 가장 믿을 만한 결과는 실험적으로 얻는 방법이다. 그러나 제조 공정상의 문제로 열 접촉저항이 없는 핀-관 일체형 응축기 샘플을 제작하는데 어려움이 있으므로, 실험을 통해 기존의 응축기와 비교하여 열 접촉저항을 예측하는 방법에는 문제가 있다.

따라서 이 연구에서는 열 접촉저항을 예측하기 위하여 실험과 수치해석을 병행하는 방법을 사용하였다. 열 접촉저항을 예측하기 위해 사용한 방법은 다음과 같다.

1) 실험을 수행하기 위하여 기존의 제조공정을 적용한 열 접

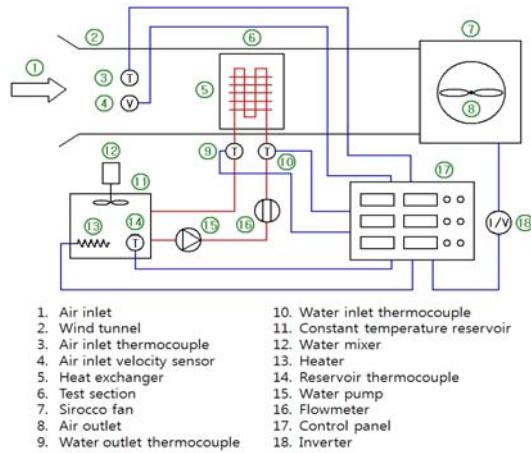


Fig. 2 Schematic diagram of the experimental set-up

촉저항이 있는 핀-관형 열교환기 샘플과, 핀이 결합되지 않은 관형 열교환기 샘플을 제작한다.

2) 수치해석을 수행하기 위하여 같은 형상과 제원을 가진 핀-관형 열교환기와 관형 열교환기를 모델링(modeling)한다.

3) 관형 열교환기의 샘플과 모델을 이용해 공기 유속을 변화시켜 가며 실험과 수치해석을 수행한다. 그리고 전열량을 기준으로 이 결과를 비교하여 수치해석의 신뢰성을 검증한다.

4) 열 접촉저항이 있는 핀-관형 열교환기 샘플을 이용해 공기 유속을 변화시켜 가며 실험을 수행하고, 열화상 카메라를 이용해 열교환기의 표면 온도분포를 측정한다. 그리고 핀-관형 열교환기 모델의 핀-관 결합부에 열 접촉저항의 크기를 $0 \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$ (열 접촉저항 없음)으로 설정하고 수치해석을 수행하여 전열량을 기준으로 결과를 비교한다.

5) 실험 결과와 수치해석 결과에 차이가 있다면 열 접촉저항이 존재한다는 가정 하에 그 크기를 변화시켜가며 수치해석을 수행하고, 이를 열 접촉저항이 있는 핀-관형 열교환기 샘플의 실험결과에 일치 시킨다.

6) 실험과 수치해석 결과가 일치하게 되면 열화상 카메라를 사용해 측정된 열교환기 표면 온도분포와 직접 비교하여 타당성을 확인한다.

2.2 실험장치의 구성 및 방법

Fig. 2에 나타난 것과 같이 실험장치는 크게 내부 작동유체 순환영역과 외부 유체 유동영역으로 나눌 수 있다. 이때 내부 작동유체는 물이고, 외부 유체는 공기이다. 내부 작동유체 순환영역은 항온수조, 물 순환펌프, 질량유량계 그리고 시험부 입·출구의 온도센서로 구성하였다. 실험을 진행하는 등

안 시험부 입구 온도는 약 90℃, 물의 질량유량은 0.01 kg/s로 일정하게 유지하였다.

외부 유체 유동영역은 시로코 팬과 풍동 입구의 온도센서 및 속도 센서로 구성 하였다. 실험실의 내부온도는 약 25℃로 유지되며, 실험에서 이용된 공기의 입구속도 범위는 0.25 ~ 4 m/s 이다.

실험장치의 시험부(test section)에 설치한 열교환기 샘플은 관형 열교환기와 억지 끼워 맞춤으로 제작된 판-관형 열교환기 두 가지로 형상은 Fig. 1(b) 및 (c)와 같고, 그 제원은 Table 1에 수록하였다.

관형 열교환기 샘플을 이용한 실험 결과는 수치해석의 신뢰성 검증 시 비교자료로 사용되고, 판-관형 열교환기 샘플의 실험 결과는 수치해석결과와 일치시켜 열 접촉저항을 예측하기 위해 사용된다. 또한 열화상 카메라를 이용해 열교환기의 표면 온도분포를 측정하였는데, 이 결과는 열 접촉저항을 고려한 수치해석결과와 타당성을 검증하는데 사용하였다.

실험은 열교환기 샘플을 시험부에 설치한 후 공기 유속을 조절하고, 정상상태에 도달하면 열교환기 샘플의 물측 입출구 온도 및 표면 온도분포를 측정하는 방법으로 수행하였다.

공기측 전열량 Q_a 와 물측 전열량 Q_w 는 식 (1) 및 식 (2)에 의하여 구할 수 있다. 전열량(heat transfer)은 일반적으로 공기측 전열량과 물측 전열량의 평균값을 사용하지만, 공기측 출구 온도를 구하기 어려우므로 이 연구에서는 물측 전열량만을 이용한다. 이때 복사에 의한 열전달 및 기타 부위에서의 열손실은 무시하며, 공기측에서 얻은 전열량과 물측에서 잃은

전열량이 같다고 가정한다. 따라서 전열량은 식 (3)과 같이 정의된다.

$$Q_a = \dot{m}_a C_{P,a} (T_{a,i} - T_{a,e}) \quad (1)$$

$$Q_w = \dot{m}_w C_{P,w} (T_{w,i} - T_{w,e}) \quad (2)$$

$$Q = Q_a = Q_w \quad (3)$$

2.3 지배방정식 및 난류 모델

열교환기는 내부 작동유체와 외부 유체 사이의 열교환을 목적으로 한다. 따라서 해석을 위해서는 열교환기 내·외부의 유체 영역과 열교환기를 구성하는 고체 영역의 물리적 현상을 모두 고려해야 한다. 이 연구에서 열교환기 외부의 유체는 공기(air), 내부의 작동유체는 물(water)이며 열교환기의 재질은 철(steel)로 되어있다. 해석대상의 물리적 현상은 유체영역의 경우 3차원, 정상상태, 비압축성, 난류 유동의 대류 열전달 문제이고, 고체영역의 경우 열교환기 내에서의 전도에 의한 열전달 문제이다. 모든 물성 값은 일정하며 중력, 점성소산 및 복사열전달 효과는 무시한다. 이러한 물리적인 현상에 대한 지배방정식을 텐서형태로 나타내면 다음과 같다.

● Fluid region (Air and Water)

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (4)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_i} = -\frac{\partial P}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \overline{\rho u_i' u_j'} \right) \quad (5)$$

$$\frac{\partial(\rho u_i T)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{k_f}{C_{P,f}} \frac{\partial T}{\partial x_i} - \overline{\rho u_i' T'} \right) \quad (6)$$

● Solid region (Steel)

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(k_s \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) = 0 \quad (7)$$

식 (4)는 연속방정식, 식 (5)는 운동량방정식, 식 (6)은 에너지방정식, 식 (7)은 열전도방정식이다. 여기서 $-\overline{\rho u_i' u_j'}$ 와 $-\overline{\rho u_i' T'}$ 는 레이놀즈 응력(Reynolds stress) 및 난류 열유속(turbulent heat flux)을 의미한다[5].

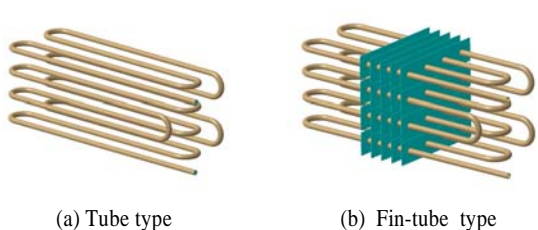
난류 문제를 해석하기 위해서 많은 경우 난류모델

Table 1 Geometric dimensions of the heat exchanger samples

	Geometric dimension	Value
Fin	Area (A_f)	20.05 mm × 86 mm
	Thickness (t)	0.3 mm
	Fin pitch (p_f)	10 mm
	Number of fins (N_f)	20 EA
Tube	Outer diameter (D_o)	4.76 mm
	Inner diameter (D_i)	3.36 mm
	Bend radius (R_b)	10.87 mm
	Total length (L_t)	3092.397 mm
	Tube pitch (S_L, S_T)	21.74 mm
	Number of rows (N_r)	4 × 4 EA

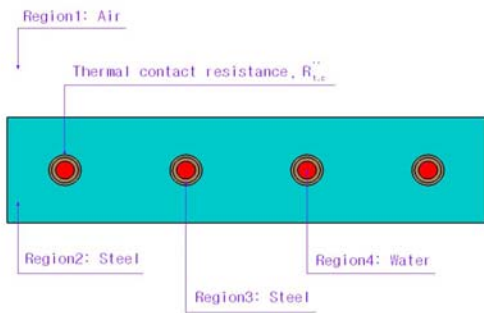
Table 2 Specification of models for the fin pitch

Model No.	Fin pitch	Model No.	Fin pitch
M1	2 mm	M4	8 mm
M2	4 mm	M5	10 mm
M3	6 mm	M6	12 mm



(a) Tube type

(b) Fin-tube type



(c) Substance for each region of fin-tube heat exchanger

Fig. 3 Heat exchanger models

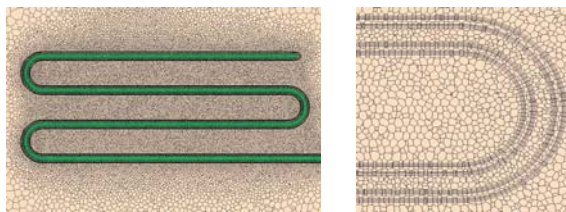
(turbulence model)을 도입하고 있다. 현재 가장 널리 사용되는 난류모델은 Boussinesq[6]의 가정을 적용한 2-방정식 모델이다. 이 연구에서는 2-방정식 모델 중 Realizable K - Epsilon 모델을 사용하였다. Realizable 모델은 Shih et al.[7]에 의해 제안된 난류모델로 난류운동에너지 k 와 난류소산율 ϵ 은 다음의 수송 방정식에서 도출된다.

$$\frac{\partial(\rho u_i k)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k - \rho \epsilon \quad (8)$$

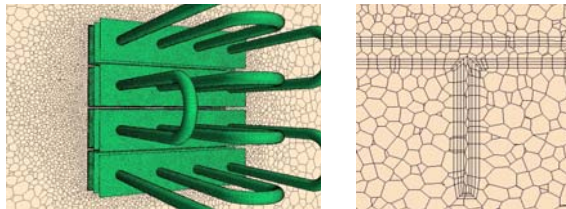
$$\frac{\partial(\rho u_i \epsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] + C_{\epsilon 1} \sqrt{2S_{ij}S_{ji}} \epsilon - C_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (9)$$

여기서, μ_t 는 난류 점성계수(Turbulent viscosity)이다. 또한 G_k 는 평균 속도 구배에 의한 난류 운동에너지의 발생을 의미하며 식 (10)과 같이 정의되고, 계수 $C_{\epsilon 1}$ 은 식 (11)과 같이 정의된다.

$$G_k = \mu_t (\sqrt{2S_{ij}S_{ji}})^2 \quad (10)$$



(a) Tube type



(b) Fin-tube type

Fig. 4 The computational grid system of the heat exchanger models

$$C_{\epsilon 1} = \max \left(0.43, \frac{\sqrt{2S_{ij}S_{ji}} k / \epsilon}{5 + \sqrt{2S_{ij}S_{ji}} k / \epsilon} \right) \quad (11)$$

이때, S_{ij} , S_{ji} 는 변형률(Strain rate) 텐서로 식(12)와 같이 표현된다.

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right), S_{ji} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (12)$$

그 외의 계수들은 다음의 값들을 적용하였다.

$$C_{\epsilon 2} = 1.9, \sigma_k = 1.0, \sigma_\epsilon = 1.2 \quad (13)$$

STAR-CCM+에서는 K - Epsilon 모델의 벽면처리를 위해 two-layer all y+ wall treatment를 제공한다. 이 방법은 완전 난류 영역과 점성의 영향을 많이 받는 벽 근처 영역으로 나누어 계산 한다. 완전 난류영역에서는 K - Epsilon 난류 모델을 적용하고, 벽 근처 영역에서는 Wolfstein[8]의 1방정식 난류모델을 적용한다. Wolfstein 모델은 다음과 같다.

$$\epsilon = \frac{k^{3/2}}{\kappa C_\mu^{-3/4} y \left[1 - \exp \left(- \frac{Re_y}{2\kappa C_\mu^{-3/4}} \right) \right]} \quad (14)$$

$$\frac{\mu_t}{\mu} = Re_y C_\mu^{1/4} \kappa \left[1 - \exp\left(-\frac{Re_y}{A_\mu}\right) \right] \quad (15)$$

$$Re_y = \frac{\sqrt{k} y}{\nu} \quad (16)$$

여기서, Re_y 는 난류 레이놀즈수(turbulent Reynolds number)이고, y 는 벽으로부터 격자 중심까지의 수직 거리이다. 그 외의 계수들은 다음의 값들을 적용하였다.

$$C_\mu = 0.09, \quad \kappa = 0.42, \quad A_\mu = 70 \quad (17)$$

2.4 수치해석 방법 및 해석 조건

수치해석에서 사용한 열교환기 모델의 형상은 Fig.3와 같으며, (a)는 관형 열교환기 모델, (b)는 핀-관형 열교환기 모델을 나타낸다. 이때 핀-관형 열교환기 모델은 (c)에 나타난 것과 같이 핀-관 결합부에 열 접촉저항을 설정하기 위한 접촉 경계면(contact interface)이 존재한다.

관형 열교환기 모델의 수치해석 결과는 실험과 비교하여 신뢰성을 검증하는데 사용된다. 그리고 핀-관형 열교환기 모델은 접촉 경계면에서 열 접촉저항을 설정할 수 있는데, 처음에는 열 접촉저항의 크기를 $0 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ 으로 설정하고 공기유속을 변화시켜 가며 수치해석을 수행한다. 공기유속에 대한 전열량 곡선을 통하여 실험결과와 비교한 후 차이가 있다면 열 접촉저항을 변화시켜 가며 수치해석을 수행하여 실험결과에 일치 시킨다.

수치해석의 신뢰성 검증 및 열 접촉저항 예측이 완료되면 열 접촉저항을 적용했을 때와 하지 않았을 때 각각에 대하여 핀 피치를 변화시켜가며 수치해석을 수행한다. 그리고 이 결

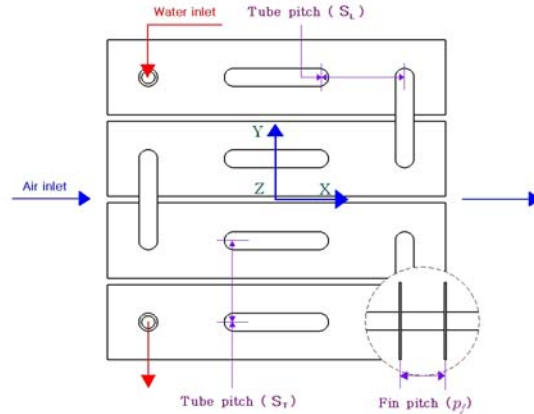


Fig. 5 Geometry of the fin-tube type heat exchanger models

과들을 이용해 열 접촉저항이 전열성능에 미치는 영향을 확인해 본다. 이때 사용된 열교환기 모델은 여섯 가지로 핀 피치를 제외한 모든 제원은 Table 1과 같다. 수치해석에 사용된 열교환기 모델들의 핀 피치 값은 Table 2에 수록하였다.

열교환기의 핀 및 관은 두께가 매우 얇기 때문에 형상을 살리고 지배방정식의 수렴성을 보장하기 위해서는 충분한 수의 격자가 요구된다. 이 연구에서는 ‘STAR-CCM+’의 격자생성 기능을 이용하여 열교환기 및 주변부의 격자를 조밀하게 구성하였고, 열교환기에서 멀어질수록 격자 크기를 증가시켰다. 격자는 Polyhedral mesh를 이용하였으며, 열교환기 외부의 공기 유동 영역, 핀-관내의 고체 영역 및 열교환기 내부의 물 순환 영역으로 나누어 격자를 생성하였다. Fig. 4(a)는 관형 열교환기 모델의 격자 생성을 나타낸 그림으로 약 3,000,000개의 격자를 생성하였으며, (b)는 핀-관형 열교환기 모델의 격자 생성을 나타낸 그림으로 약 3,600,000개의 격자를 생성하였다.

이 연구에서 고려한 해석대상의 기하학적 형상은 Fig.5와 같이 응축기의 공기측 유로와 핀 및 관 배열을 단순화시킨 것이다. 여기서 x 방향 관 피치는 S_t , y 방향 관 피치는 S_t 및 핀 피치는 p_f 로 표기하였다. 전체 해석영역에서 균일한 유동을 얻기 위해 공기측 입구면은 열교환기 중심으로부터 $-x$ 방향으로 약 $10 \cdot S_t$ 에 위치하며, 출구면은 조건에 따라 적절한 수렴성을 보장하기 위해서 열교환기 중심으로부터 $+x$ 방향으로 $30 \cdot S_t$ 이상에 위치하도록 하였다. 공기측 입구 경계조건은 일정한 속도 및 온도 조건으로 주었으며, 물측 입구 경계조건은 일정한 유량 및 온도 조건으로 주었다. 그리고 공기측 및 물측 출구에서는 유출(outflow)경계조건을 사용했다. 또한 열교환기와 유체의 접촉면은 점착(no-slip)조건과 온도 연속(no-temperature-jump)조건으로 주었으며, 그 외 전체

Table 3 Properties of Substance

	Property	Value
Air	Density (ρ_a)	1.18415 kg/m^3
	Dynamic viscosity (μ_a)	1.85508 $\times 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s}$
	Specific heat ($C_{p,a}$)	1003.62 $\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}$
	Thermal conductivity (k_a)	0.0260305 $\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$
Steel	Density (ρ_s)	7832.0 kg/m^3
	Specific heat ($C_{p,s}$)	460.5 $\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}$
	Thermal conductivity (k_s)	61.3 $\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$
Water	Density (ρ_w)	997.561 kg/m^3
	Dynamic viscosity (μ_w)	8.8871 $\times 10^{-4} \text{ Pa}\cdot\text{s}$
	Specific heat ($C_{p,w}$)	4181.72 $\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}$
	Thermal conductivity (k_w)	0.620271 $\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$

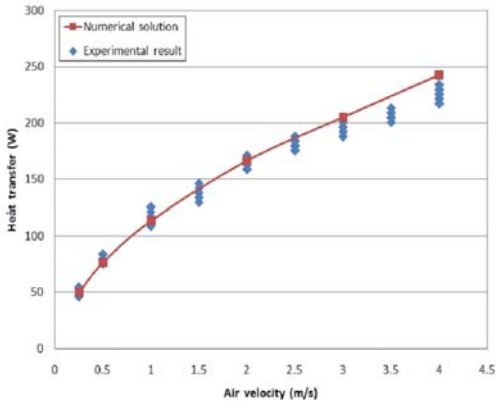


Fig. 6 Comparison of heat transfer for the tube type heat exchanger by experiment and numerical analysis

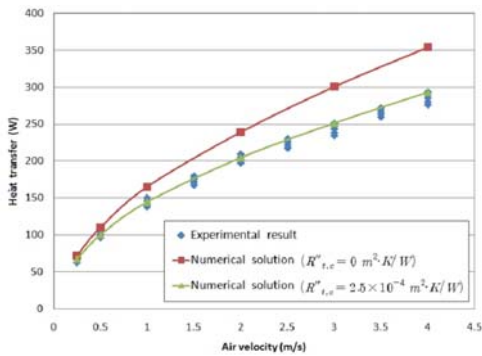


Fig. 7 Comparison of heat transfer for the fin-tube type heat exchanger by experiment and numerical analysis

해석영역을 둘러싼 모든 경계면에서는 슬립(slip)조건과 단열(adiabatic)조건을 주었다.

수치해석은 유체영역에서의 난류유동에 의한 대류열전달뿐만 아니라 열교환기를 구성하는 고체영역에서의 전도에 의한 열전달 또한 고려해야 하므로 연속방정식, 운동량방정식, 에너지방정식 외에 열전도방정식을 연계하여 수행하였다. 해석 프로그램은 유한체적법(FVM)에 기반을 둔 ‘STAR-CCM+’를 이용하였다. 또한 압력보정을 위한 계산 방법으로 SIMPLE 알고리즘[9]이 사용되었다. 각 물질에 적용한 물성 값은 Table 3에 수록하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 관형 열교환기의 실험 및 수치해석 결과 비교

열 접촉저항 예측의 타당성을 확인하기 위해서는 실험결과와 수치해석 결과의 신뢰성 검증이 선행 되어야 한다. 따라서 이 연구에서는 핀-관형 열교환기의 열 접촉저항을 예측하기에

앞서 관형 열교환기를 이용해 실험 결과와 수치해석 결과를 비교해 보았다.

Fig. 6은 관형 열교환기의 공기유속에 대한 전열량 곡선 그래프로서 실험과 수치해석 결과의 신뢰성을 검증하기 위해 나타내었다. 수치해석 결과를 기준으로 비교하였을 때 실험 결과와 약 4~11% 정도의 상대오차를 보였다. 두 결과의 차이는 실험오차와 난류모델 및 대류항 처리 기법 등에 기인하는 수치해석상의 오차에 의해 나타난 것으로 판단된다. 하지만 전체적으로 공기 유속에 대한 전열량 곡선이 비슷한 경향성을 보이므로 정성적인 측면에서는 잘 일치함을 확인할 수 있다. 이 결과를 통해 수치해석의 신뢰성을 확보하였으며, 이후 핀-관형 열교환기의 실험 및 수치해석에서도 일치하는 결과를 보일 것으로 예측할 수 있다.

3.2 열 접촉저항 예측

관형 열교환기를 이용해 실험과 수치해석을 수행하였고, 공기유속에 대한 전열량 곡선을 비교해 신뢰성을 확보하였다. 따라서 이후 유사한 물리현상에 대하여 실험 및 수치해석을 수행할 경우 그 결과들도 일치할 것이다.

핀-관형 열교환기의 열 접촉저항이 무시할 수 있을 정도로 작을 경우 열 접촉저항의 크기를 $0 \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$ 으로 설정하고 수치해석을 수행하면 그 결과가 실험결과와 비슷한 경향성을 보여야 한다. 이를 확인하기 위해 열 접촉저항을 $0 \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$ 으로 설정하여 수치해석을 수행하였고, 그 결과를 핀-관형 열교환기를 이용해 측정된 실험결과와 함께 Fig. 7에 나타내었다. 수치해석 결과를 기준으로 비교하였을 때 실험 결과와 약 12~22% 정도의 상대오차를 보였다. 공기 유속이 느릴 때는 12% 정도의 상대오차를 보이지만 공기 유속이 빨라지면서 상대오차가 계속해서 커지는 경향성이 나타난다. 이 결과를 통해 열 접촉저항의 영향이 비교적 크며, 특히 공기 유속이 커지면 무시할 수 없는 요인으로 작용한다는 것을 확인할 수 있다. 따라서 핀-관형 열교환기의 수치해석 시 열 접촉저항을 고려해야 수치해석 결과가 더욱 신뢰성을 가질 것으로 예상할 수 있다.

이 연구에서는 열 접촉저항을 예측하기 위해 핀-관형 열교환기 모델의 접촉 경계면에서 열 접촉저항의 크기를 변화 시키며 수치해석을 수행하였다. 그 결과 Fig. 7에 나타난 것과 같이 열 접촉저항의 크기를 $2.5 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$ 로 설정했을 때, 수치해석으로 얻은 전열량 곡선의 경향성이 실험으로 얻은 결과와 잘 일치하였다.

3.3 핀-관형 열교환기의 실험 및 수치해석 결과 비교

실험과 수치해석의 전열량 곡선을 일치시키는 과정을 통해 열 접촉저항의 크기를 대략 $2.5 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$ 로 예측할

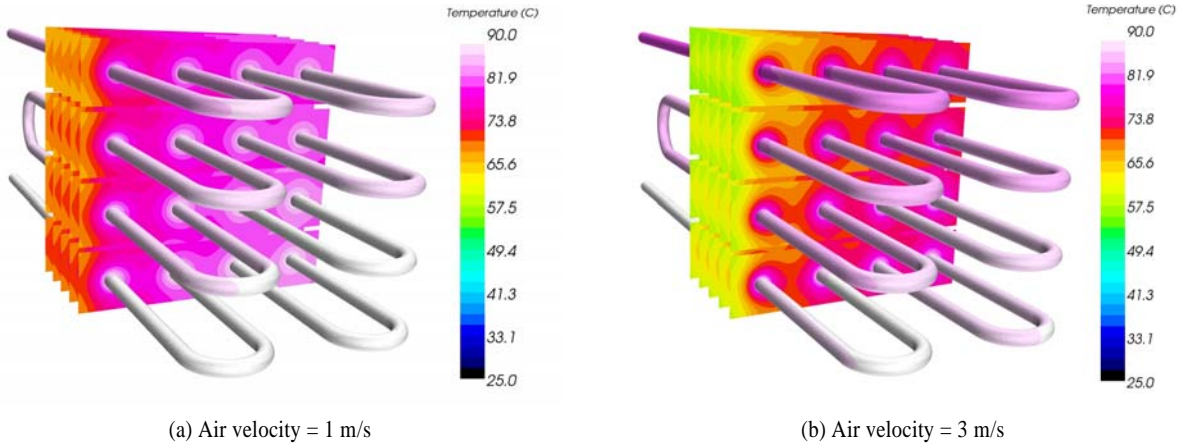


Fig. 8 Temperature fields of fin-tube type heat exchanger by numerical analysis, $R'_{t,c} = 0 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$

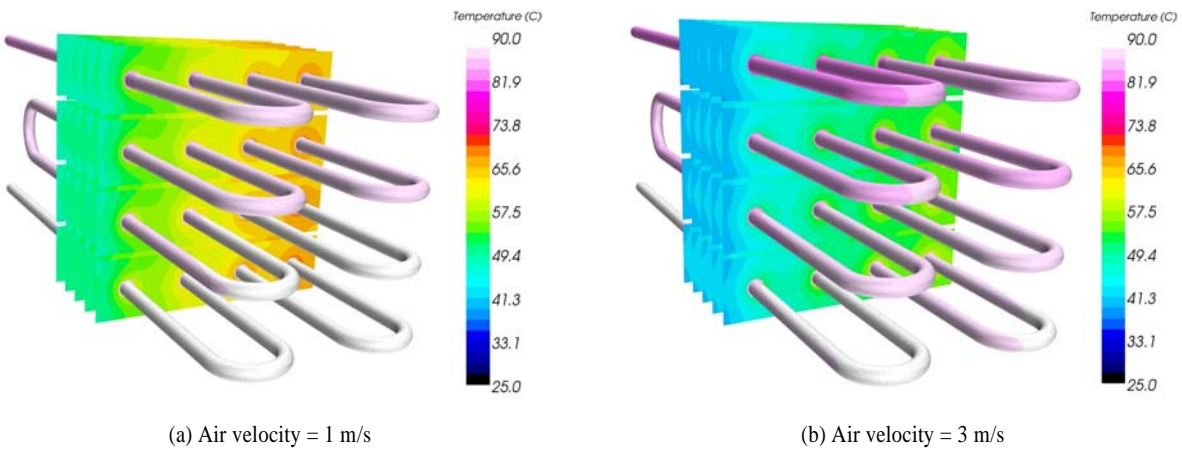


Fig. 9 Temperature fields of fin-tube type heat exchanger by numerical analysis, $R'_{t,c} = 2.5 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$

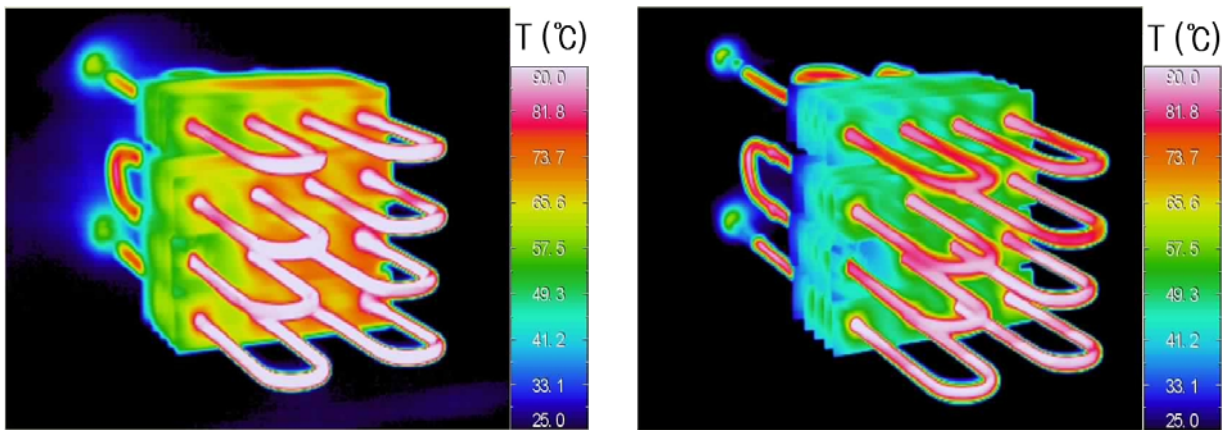


Fig. 10 Temperature fields of fin-tube type heat exchanger by thermographic camera

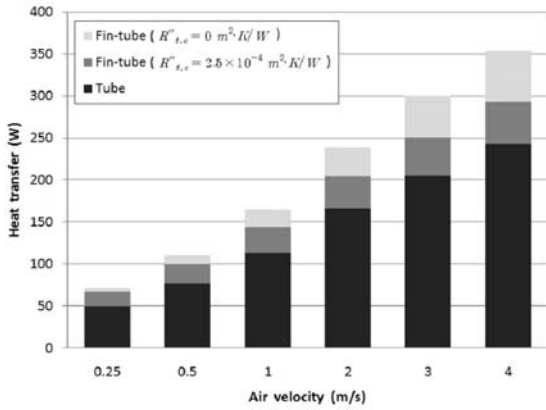


Fig. 11 Comparison of heat transfer for air velocity of heat exchanger models by numerical analysis, fin pitch = 10 mm

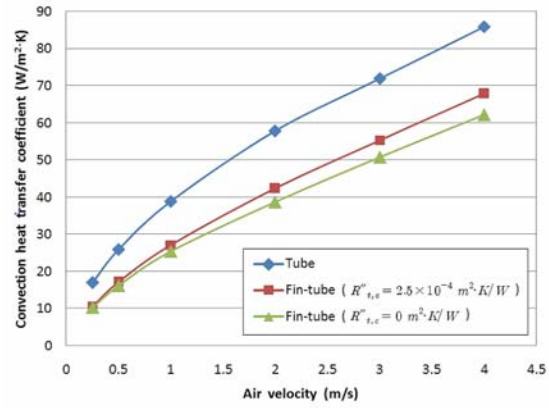


Fig. 13 Comparison of air side heat transfer coefficient for air velocity of heat exchanger models by numerical analysis, fin pitch = 10 mm

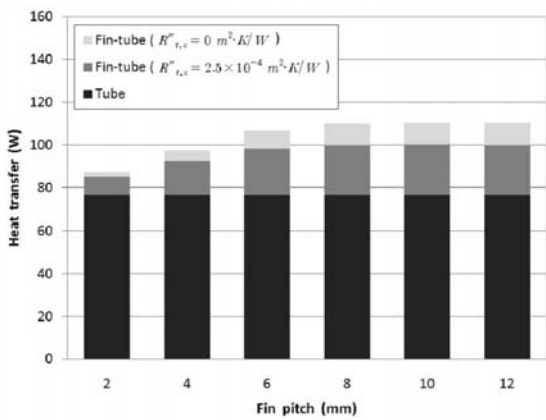


Fig. 12 Comparison of heat transfer for fin pitch of heat exchanger models by numerical analysis, air velocity = 0.5 m/s

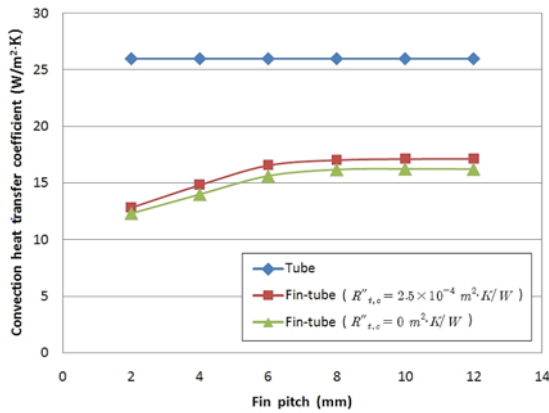


Fig. 14 Comparison of air side heat transfer coefficient for fin pitch of heat exchanger models by numerical analysis, air velocity = 0.5 m/s

수 있었다. 이 결과는 수치해석 결과를 기준으로 비교하였을 때, 상대오차가 12~22% 정도에서 3~9% 정도로 크게 줄어들었음을 나타낸다. 관형 열교환기를 이용한 신뢰성 검증 절차와 핀-관형 열교환기의 수치해석에서 열 접촉저항의 예측이 타당하다면 이는 매우 만족할만한 결과이다. 하지만 핀-관형 열교환기의 수치해석에서 열 접촉저항을 무시했을 때, 실험 결과와의 상대오차가 더욱 크게 나타났던 원인이 열 접촉저항에 있었는지는 정확히 알 수 없다. 따라서 상대오차가 크게 나타난 원인이 열 접촉저항에 있었는지에 대한 확인을 통해 이 부분의 타당성을 확보할 필요가 있다. 열 접촉저항의 영향을 확인하기 위해 열화상 카메라를 이용해 실제 열교환기 표면의 온도분포를 측정했고, 이를 수치해석 결과와 비교해 보았다.

열 접촉저항이 있다면 핀과 관 사이의 접촉 경계면에서 불

연속적인 온도강하가 관찰될 것이다. 이를 확인하기 위해 수치해석으로 얻은 표면 온도분포와 열화상 카메라를 이용해 측정된 표면 온도분포를 Fig. 8, Fig. 9, Fig. 10에 나타내었다. 각 결과들은 비교가 용이하도록 온도범위를 최소 25℃에서 최대 90℃로 고정하였다. Fig.8은 열 접촉저항을 $0 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ 으로 설정했을 때의 수치해석 결과를 나타내고 있다. 공기 유속이 커질수록 열교환기 표면의 온도가 전체적으로 낮아지는 것을 확인 할 수 있으며, 열 접촉저항을 $0 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ 으로 설정했기 때문에 핀-관 사이의 접촉 경계면에서 불연속적인 온도강하가 관찰되지 않는다. 하지만 Fig.9에서와 같이 열 접촉저항을 $2.5 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ 로 설정하면, 핀-관 사이의 접촉 경계면에서 불연속적인 온도강하를 관찰 할 수 있다. 전체적으로 공기 유속이 커질수록 열교환기 표면의 온도가 낮아

지는 경향성은 일치하나, 접촉 경계면에서의 온도변화가 열 접촉저항이 없을 때와는 달리 연속적이지 않다. 또한 열 접촉저항으로 인하여 관에서 핀으로의 열전달이 작아지므로, 열 접촉저항이 없을 때에 비하여 핀 표면의 온도가 전체적으로 낮아진다.

실제 핀-관형 열교환기의 열 접촉저항이 무시할 수 없을 정도로 크다면, 열화상 카메라로 측정된 표면 온도분포가 Fig. 9에 가까울 것이고, 그 반대라면 Fig. 8에 가까울 것이다. Fig. 10은 열화상 카메라를 이용해 측정된 결과이다. 열화상 카메라는 방사율(emissivity)을 변화시켜 측정 온도 범위를 조절할 수 있다. 공기측 입구 온도가 25℃ 이고 물측 입구 온도가 90℃ 이므로, 두 값에 기준하여 측정온도 범위를 조절하였다. 이와 같은 방법으로 얻은 결과를 비교해 보면, 핀-관형 열교환기 표면의 전체적인 온도 분포가 Fig. 9와 일치함을 확인할 수 있다. 방사율에 의한 측정오차, 실험 오차 및 수치해석상의 오차 등으로 인하여 정량적 차이가 존재하지만 정성적인 측면에서 유사한 경향성을 보인다. 특히 핀-관 사이의 접촉 경계면에서 불연속적인 온도강하를 관찰할 수 있으며, 이는 열 접촉저항을 고려한 수치해석이 고려하지 않았을 때에 비하여 더욱 타당함을 뒷받침 해준다.

3.4 전열성능에 대한 열 접촉저항의 영향

Fig. 11과 Fig. 12는 관형 열교환기에 핀 20개를 추가함으로써 얻을 수 있는 전열량 상승과 열 접촉저항으로 인해 발생하는 전열량 손실을 비교하기 위하여 나타내었다.

Fig. 11은 핀 피치가 10 mm일 때 공기유속에 대한 전열량을 나타낸 그래프로, 공기유속과 전열량이 비례하여 증가함을 확인할 수 있다. 또한 열 접촉저항이 $0 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ 일 때, 관형 열교환기에 핀을 추가함으로써 증가되는 전열량은 공기유속과 관련 없이 약 42.7~46.3% 정도로 거의 일정함을 확인할 수 있다. 반면에 열 접촉저항이 $2.5 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ 일 때는 공기유속이 빨라짐에 따라 증가되는 전열량이 33.2~20.8%로 점차 감소함을 확인할 수 있다. 이 결과들은 열 접촉저항이 있을 경우 전체적으로 전열량 손실이 발생하고, 공기유속이 빨라짐에 따라 그 크기가 점차 증가함을 의미한다. 실제로 핀-관형 열교환기의 공기유속에 대한 전체 전열량은 열 접촉저항이 $0 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ 일 때와 비교해 $2.5 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ 일 때, 6.7~17.2% 정도 감소함을 확인할 수 있다.

Fig. 12는 공기유속이 0.5 m/s일 때 핀 피치에 대한 전열량을 나타낸 그래프이다. 세 가지 결과를 비교해 보면 핀 피치가 8 mm보다 작을 때는 열 접촉저항에 의한 전열량 손실 외에 추가적인 전열량 손실이 발생하며, 핀 피치가 작아짐에 따라 그 크기가 점차 증가함을 확인할 수 있다. 그리고 핀 피치가 8 mm보다 클 때는 열 접촉저항에 의해 발생하는 전열

량 손실이 9.3~9.4%로 일정하지만, 8 mm보다 작을 때는 9.3~2.3%로 핀 피치가 작아짐에 따라 비례하여 감소함을 확인할 수 있다. 이 결과들에 의하여 핀 피치가 적정 핀 피치 아래로 작아지면 열 접촉저항에 의한 전열량 손실은 감소하지만 핀 피치에 의한 추가적인 전열량 손실이 크게 증가하므로, 전체적인 전열량 손실이 증가하게 됨을 알 수 있다. 따라서 추가적인 전열량 손실을 방지하기 위해서는 인접한 핀의 마주보는 표면에서 발달되는 경계층 간에 상호작용이 없도록 충분한 핀 피치를 고려해야 할 것이다.

Fig. 13과 Fig. 14는 공기측 대류열전달계수를 나타낸 그래프이다. 전열량 그래프에서와는 반대로 관형 열교환기의 대류열전달계수가 가장 크게 나타났다. 그리고 핀-관형 열교환기의 대류열전달계수는 열 접촉저항이 $0 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ 인 경우와 비교하여 $2.5 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ 일 때, 미소하게 더 크지만 두 결과의 전체적인 경향성은 일치했다. 이 외에 Fig. 13에서는 공기유속과 대류열전달계수가 비례하여 증가하는 것을 확인할 수 있고, Fig. 14에서는 핀 피치가 적정 핀 피치보다 작아지면 대류열전달 계수 역시 감소함을 확인할 수 있다. 이 결과들은 전열량 그래프에서 확인했던 것과 동일한 경향성을 보인다.

대류열전달계수 h 는 전열량 Q , 외부 표면적 $A_{o,s}$, 외부 표면온도 $T_{o,s}$ 와 공기측 입구 온도 $T_{a,i}$ 에 의해 결정된다. 즉, 대류열전달계수는 표면의 기하학적 형상, 유체 운동의 성질, 유체의 상태량 및 유체 속도와 같이 대류에 영향을 미치는 모든 변수에 따라 달라지므로, 외부 표면적 및 열 접촉저항 등의 조건이 다른 세 가지 결과를 상대적으로 비교하기에는 타당하지 않다. 따라서 이 연구에서는 대류열전달계수를 통하여 각 열교환기의 열-유동 특성에 대한 공기유속 및 핀 피치의 영향 일부만 확인하였다.

4. 결론

이 연구에서는 관형 열교환기를 이용해 실험과 수치해석의 신뢰성을 검증하였다. 그리고 핀-관형 열교환기를 이용해 실험과 수치해석을 비교함으로써 열 접촉저항을 예측하였다. 또한 열화상 카메라를 이용해 열교환기 표면의 온도분포를 측정했고, 수치해석 결과와 비교하여 신뢰성을 높였다. 이후 열 접촉저항을 적용했을 때와 그렇지 않았을 때 각각에 대하여 핀 피치를 변화시켜가며 수치해석을 수행하였다. 실험 결과와 수치해석 결과의 고찰을 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 관형 열교환기의 수치해석 및 실험 결과를 공기유속에 대한 전열량 곡선으로 비교하였다. 그 결과 4~11% 정도의 상대 오차를 보였지만, 정성적인 측면에서는 경향성이 잘 일치함을

확인하였다. 이로서 수치해석결과의 신뢰성을 확보하였다.

2) 열 접촉저항을 예측하기 위하여 접촉 경계면에서 열 접촉저항을 변화시켜가며 수치해석을 수행하였다. 그 결과 열 접촉저항의 크기를 $0 \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$ 로 설정했을 때는 12~22%의 상대 오차를 보였지만, $2.5 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$ 로 설정했을 때는 3~9%의 상대오차를 보이며 크게 줄어들었다.

3) 열 접촉저항을 고려한 수치해석 결과가 타당인지 확인하기 위하여 열화상 카메라를 이용해 측정된 표면 온도분포와 비교해 보았다. 그 결과 접촉 경계면을 따라 불연속적인 온도강하가 확인되었으며, 전체적인 온도 분포 또한 열 접촉저항을 고려한 수치해석 결과와 유사한 경향성을 보였다.

4) 열 접촉저항이 전열성능에 미치는 영향을 확인해 보았다. 그 결과 열 접촉저항이 있을 경우 전체적으로 전열량 손실이 발생하고, 공기유속이 빨라짐에 따라 그 크기가 증가함을 확인할 수 있었다. 또한 핀 피치가 적정 핀 피치 아래로 작아지면 열 접촉저항에 의한 전열량 손실은 감소하지만 핀 피치에 의한 추가적인 전열량 손실이 크게 증가하므로, 전체적인 전열량 손실이 증가하게 됨을 확인할 수 있었다.

5) 핀-관형 열교환기와 관형 열교환기의 수치해석 결과를 대류열전달계수를 통해 비교해 보았다. 그 결과 공기유속과 대류열전달계수가 비례하여 증가하는 것을 확인할 수 있었고, 핀 피치가 적정 핀 피치보다 작아지면 대류열전달 계수 역시 감소함을 확인할 수 있었다.

후 기

이 연구는 교육과학기술부와 한국산업기술재단의 지역혁신 인력양성사업으로 수행된 연구결과이며 이에 감사드립니다.

참고문헌

[1] 1996, Jang, J.-Y., Wu, M.-C. and Chang, W.-J., "Numerical

and experimental studies of three dimensional plate-fin and tube heat exchangers," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.39, No.14, pp.3057-3066.

- [2] 2000, Romero-Mendez, R., Sen, M., Yang, K.T. and McClain, R., "Effect of fin spacing on convection in a plate fin and tube heat exchanger," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.43, No.1, pp.39-51.
- [3] 2005, Chen, H.-T., Song, J.-P. and Wang, Y.-T. "Prediction of heat transfer coefficient on the fin inside one-tube plate finned-tube heat exchangers," Vol.48, pp. 2697-2707.
- [4] 2007, Tao, Y.B., He, Y.L., Huang, J., Wu, Z.G. and Tao, W.Q., "Numerical study of local heat transfer coefficient and fin efficiency of wavy fin-and-tube heat exchangers," *International Journal of Thermal Sciences*, Vol.46, pp. 768-778.
- [5] 1995, Versteeg, H.K. and Malalasekera, W., "An Introduction to Computational Fluid Dynamics," *Longman*, pp.41-84.
- [6] 1877, Boussinesq, J., "Théorie de l'Écoulement Tourbillant," *Mem. Présentés par Divers Savants Acad. Sci. Inst. Fr.*, Vol.23, pp.46-50.
- [7] 1994, Shih, T.H., Liou, W.W., Shabbir, A., Yang, Z. and Zhu, J., "A New k-e Eddy Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows Model Development and Validation," *NASA TM 106721*.
- [8] 1969, Wolfstein, M., "The velocity and temperature distribution in one-dimensional flow with turbulence augmentation and pressure gradient," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.12, pp.301-318.
- [9] 1972, Patankar, S.V. and Spalding, D.B., "A Calculation Procedure for Heat, Mass and Momentum Transfer in Three-dimensional Parabolic Flows," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.15, p.1787.