



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공 학 석 사 학 위 논 문

해양플랜트용 환-튜브 형 방열기

전열특성

2016년 7 월

부 경 대 학 교 대 학 원

기 계 설 계 공 학 과

최 여 명

공 학 석 사 학 위 논 문

해양플랜트용 흰-튜브 형 방열기

전열특성

지도교수 이연원

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함.

2016 년 7 월

부 경 대 학 교 대 학 원

기 계 설 계 공 학 과

최 여 명

최여명의 공학석사 학위논문을 인준함.

2016년 7 월 18 일



주 심 공학박사 이 일 영



(인)

위 원 공학박사 김 경 준



(인)

위 원 공학박사 이 연 원



(인)

목 차

Abstract	1
제 1 장 서 론	3
1.1 연구배경 및 동향	3
1.2 연구목적	4
제 2 장 수치해석	5
2.1 지배 방정식	5
2.2 표준 $k-\epsilon$ 난류모델 방정식	6
2.3 전열특성 및 압력강하 특성 관련 인자 정의	7
2.4 흰 자체 형상 및 흰 간 간격 변화에 따른 모델 비교	9
2.5 흰 표면 위 편칭 형상 변화에 따른 모델 비교	15
제 3 장 실험	22
3.1 실험설비 개요	22
3.2 실험용 흰-튜브 방열기	24
3.3 실험 방법	27
제 4 장 실험 및 수치해석 결과	30
4.1 입구 공기속도 및 흰 간 간격의 영향	30
4.2 흰 자체 형상의 영향	35
4.3 흰 표면 위 편칭 형상의 영향	41

제 5 장 결 론	48
사 사	50
연구실적	51
참고문헌	52

그림 및 표 목차

Table 2.1 Specification of the materials and geometrical size of the analysis model of the fin-tube radiator	12
Table 2.2 Number of nodes used for numerical calculation, for each analysis model according to the shape of plate fin and fin pitch	13
Table 2.3 Specification of the materials and geometrical size of the basic fin model used for numerical calculation	16
Table 2.4 Number of nodes for each model used for numerical calculation of the basic fin and punched fin models of the fin-tube radiator(Case 1~13)	20
Table 3.1 Spec of the multi psychrometric calorimeter test facility used for estimation of the performance of the fin-tube radiators	23
Table 3.2 Number of fins included in a test model of the fin-tube radiator according to the fin pitch	26
Table 3.3 Material, size, and quantity of the components included	

in a test model of the fin-tube radiator	26
Table 4.1 Test data of the performance of air flowing between plate fins in the test models of the fin-tube radiator	30
Table 4.2 Test data of the performance of water flowing through the tube pipes in the test models of the fin-tube radiator	30
Table 4.3 Properties and numerical results of air flowing between plate fins in the analysis models of the fin-tube radiator (fin type: wavy)	34
Table 4.4 Properties and numerical results of air flowing between plate fins in the analysis models of the fin-tube radiator (fin type: flat)	34
Table 4.5 Temperature difference of air flowing between the outlet and the inlet of the basic fin and punched fin analysis model (Case 1~13)	44
Table 4.6 Pressure drop of air flowing between the outlet and the inlet of the basic fin and punched fin analysis model (Case 1~13)	46
Figure 2.1 Cross section of the fin-tube radiator indicating analysis domain	10
Figure 2.2 Two types of analysis model of the fin-tube radiator, according to the shape of plate fin	10
Figure 2.3 Schematic diagram of the arrangement between the plate fins and the tube pipes in the wavy fin-tube radiator	11
Figure 2.4 Side view (view in the flow direction) of the wavy fin and flat fin analysis models of the fin-tube radiator	12

Figure 2.5 Boundary conditions designated for numerical calculation of the wavy fin and flat fin analysis models of the fin-tube radiator	14
Figure 2.6 Specification of basic fin model used for numerical calculation, of which the shape of the fin is flat type	15
Figure 2.7 Top view of the 13 cases of punched fin model of the fin-tube radiator, indicating each punching shapes on the plate fin	18
Figure 2.8 Schematic of corner part for each punching shape on a plate fin of punched fin analysis model (R: radius of punching shape, T_P : thickness of the punching shape)	19
Figure 2.9 Schematic of the arrangement between the punched fins and pipes in the punched fin analysis models of the fin-tube radiator	19
Figure 2.10 Boundary conditions designated for numerical calculation of the basic fin and punched fin models of the fin-tube radiator (Case 1~13)	21
Figure 3.1 30 refrigeration ton humidity chamber used for estimation of the heat transfer performance of the test models of the fin-tube radiator	22
Figure 3.2 Side view of the humidity chamber used for estimation of the performance of the test models of the fin-tube radiator	23
Figure 3.3 Drawings of the test models of the fin-tube radiator (unit: mm)	25
Figure 3.4 Fin-tube radiator manufactured according to the	

drawings	26
Figure 3.5 A part of the test facility for the support and recovery of water to the test models of the fin-tube radiator	28
Figure 3.6 Installation of the fin-tube radiator test model onto the test equipment for measure of the performance of the supported water and air	29
Figure 4.1 Change of the heat transfer rate of the air flowing in the fin-tube radiator, according to the changes of the value of inlet air velocity and fin pitch	31
Figure 4.2 Change of the temperature difference between the inlet and the outlet of the fin-tube radiator, according to the changes of the value of inlet air velocity and fin pitch	32
Figure 4.3 Change of the pressure drop between the inlet and the outlet of the fin-tube radiator, according to the changes of the value of inlet air velocity and fin pitch	33
Figure 4.4 Comparison of the results of the experiment and the analysis for the temperature difference between the inlet and the outlet of the wavy fin-tube radiator, with the two velocity conditions at the inlet	35
Figure 4.5 Comparison of the two types of analysis models of the fin-tube radiator for the temperature difference between the inlet and the outlet, with the two velocity conditions at the inlet	36
Figure 4.6 Comparison of the two types of analysis models of the fin-tube radiator for the pressure drop between the inlet and the outlet, with the two velocity conditions at the inlet	37

Figure 4.7 Comparison of the two types of analysis models of the fin-tube radiator for the ratio of Colburn factor j and Fanning friction factor f between the inlet and the outlet, when the inlet air velocity is 3.31 m/s	38
Figure 4.8 Temperature contour of the flat and the wavy fin analysis model, when the value of the inlet air velocity is 3.31 m/s, and the fin pitch is 2.1 mm	39
Figure 4.9 Change of the heat transfer rate of the flat and the wavy fin model, with the change of the inlet air velocity (when the value of fin pitch is 2.1mm)	40
Figure 4.10 Change of the pressure drop between the inlet and the outlet of the flat and the wavy fin model, with the change of the inlet air velocity (when the value of fin pitch is 2.1mm)	40
Figure 4.11 Change of the ratio of Colburn factor j and Fanning friction factor f of the flat and the wavy fin model, with the change of the inlet air velocity (when the value of fin pitch is 2.1mm)	41
Figure 4.12 Temperature contour of basic fin and punched fin analysis models(Case 1~13), when the initial temperature at the inlet is 35°C	42
Figure 4.13 Temperature difference of the air flowing between the outlet and the inlet of the basic fin and punched fin analysis models (Case 1~13)	43
Figure 4.14 Velocity vector of the basic fin and punched fin analysis models(Case 1~13), when the inlet air velocity is 3.66 m/s	

..... 45

Figure 4.15 Pressure drop of air flowing between the inlet and the outlet of the basic fin and punched fin analysis models. (Case 1~13) 46

Figure 4.16 Ratio of Colburn factor j and Fanning friction factor f of the basic fin and punched fin analysis models (Case 1~13) 47



Study on Heat Transfer Characteristics of Fin-Tube Radiator of Offshore
Plants

Choi, Yeou Myeong

*Department of Mechanical Design Engineering, The Graduate School.
Pukyong National University*

Abstract

A fin-tube radiator is a type of compact heat exchanger, where the fluid to be cooled is flowing inside of bundles of round pipe, at which thin plate fins are arranged vertically at regular pitches. The air for cooling is blown parallel to the plate fins, transversely to the bundles of pipe so that the hot fluid in the pipes might be cooled. Due to the densely arranged plate fins, the heat transfer area is extended and the fin-tube radiator shows good cooling performance.

In this paper, both numerical and experimental studies have been conducted to estimate the heat transfer characteristics of the fin-tube radiator, with changing the geometric shape of the fin or the supported air velocity. Air is used as a working fluid; the air side thermal resistance occupies about 70 % of the whole thermal resistance, so the inlet air velocity condition takes significant role. Also the surface heat transfer characteristics on the fin is largely affected by geometrical shape of the fin.

Different parameters of

- (i) shape of the plate fin (flat or wavy),

- (ii) fin pitch,
- (iii) punching shapes on the surface of the fin and
- (iv) the inlet air velocity

are used to compare the heat transfer characteristics of the fin tube radiator. The results show that the wavy type plate fin is the optimal shape due to its better performance when it comes to heat transfer characteristics compared to the flat plate fin. Moreover, as the inlet air velocity becomes faster, the heat transfer performance also increases. This can be seen in both the flat and wavy type plate fins. And for the punching shapes on the surface of the fin, the case with long and thin punching shapes arranged like a vertical pyramid in the flow direction shows the best performance, regarding the heat transfer and pressure drop together.

Keywords : Fin-tube radiator, Shape of the plate fin, Fin pitch, Punching shape, Inlet air velocity, Heat transfer, Pressure drop

제 1 장 서 론

1.1 연구배경 및 동향

발전기에서 발생하는 고온의 유체를 냉각시키기 위해 일반적으로 물 등의 냉매를 사용하는 열교환기와는 달리, 공기를 이용하여 냉각하는 방식의 방열기는 설치 위치에 제약이 적고 친환경적이란 장점 때문에 해상용 발전소 및 디젤엔진 발전소 외에 원자력, 화력, 수력, 가스 발전소 등에도 널리 적용되고 있다. 더구나 최근 환경오염의 문제로 해당 발전소가 육지가 아닌 해상에 설치되는 관계로, Offshore 발전소에도 그 적용이 확대되는 추세이다.

그 중 환-튜브 형 방열기는 냉각시킬 유체가 흐르는 튜브 관에 얇은 평판 환이 수직으로 촘촘하게 배열되어 있는 구조의 콤팩트 열교환기로서, 환에 의한 전열 면적의 확장으로 인한 방열 효과가 뛰어나기 때문에 가장 많이 쓰이는 형태의 방열기 중 하나이며, 해외에서는 오일, 가스, 에너지, 석유화학 분야 등 다양한 분야에서 기술개발이 이루어져 시제품 생산이 활발히 진행되고 있다.

그에 반해 국내에서는 차량용 방열기에 대한 연구가 많이 수행되어 괄목할 만한 업적을 이루었으나 Offshore 및 전력 산업용의 대형 방열기에 대해서는 거의 전무한 실정이며, 이에 따라 국내 자체 기술 개발이 필요하다.

공기를 작동유체로 사용하는 열교환기의 경우 전체 열 저항 중 공기 측 열 저항이 70% 정도를 차지하는데^[1-2], 환-튜브 형 방열기의 경우 가해주는 공기유량 조건 뿐 아니라 환의 기하학적 형상에 따라서도 공기 측 전열성능

이 크게 좌우되기 때문에 이에 대한 연구가 중요하며, 이에 따라 많은 선행 연구자들이 연구를 계속 하고 있다. Yoo and Yoon^[3] 및 Choi et al.^[4]은 환 및 타원 관으로 구성된 열교환기의 열전달 및 압력강하특성을 각각 수치해석 및 실험을 통해 분석하였다. Kundu, B. and Das, P.^[5] 및 Jang, J. et al.^[6]은 튜브 관 배열에 따른 성능 분석을, Wen et al.^[7]은 평판 환의 형상에 따른 성능 분석을 실시하였다. 평판 환 위 편칭 형상(슬릿 또는 와류발생기 (Vortex generator) 등)에 따른 열교환기의 성능 연구도 활발하게 진행되고 있다^[8-17].

1.2 연구목적

본 논문에서는 수치해석 및 실험을 통해 구한 방열기 내 작동유체의 온도 변화 및 압력강하량을 구하여 전열특성을 나타내는 Colburn factor j 와 압력강하 특성을 나타내는 Fanning friction factor f , 두 무차원수의 비로 나타내어 비교하였고, 이를 통해 형상이 서로 다른 방열기의 전체적인 성능을 비교하고자 하였다.

본 논문에서 방열기 내 성능을 비교하기 위하여 고려한 변수들은 방열기 내 평판 환 자체의 형상(환이 평평한지, 곡률이 있는 파형인지), 환 간 배열 간격, 환 자체의 표면적 확장을 위한 표면 위 편칭 형상, 그리고 냉각을 위해 입구에 공급되는 공기속도이며 이를 비교하여 최적 성능을 나타내는 방열기 환 형상 변수 및 입구 공기속도 변화에 따른 방열성능 변화를 밝혀내는 것이 본 논문의 목적이다.

제 2 장 수치해석

2.1 지배 방정식

방열기 내부 환 사이를 흐르는 공기유동에 관한 수치해석의 지배 방정식은 물리학의 보존 법칙을 수학적 식으로 표현한 것이다^[18]. 지배 방정식의 기본이 되는 물리 법칙들은 다음과 같다:

- 유체의 질량은 보존된다.(질량 보존 법칙)
- 운동량의 변화율은 유체 입자에 가해지는 힘들의 합과 같다.(운동량 방정식)
- 에너지의 변화율은 유체 입자에 가해진 열률과 일률의 합과 같다.(에너지 방정식)

각 물리 법칙을 고려한 유체의 지배 방정식은 다음과 같다.

질량 보존 법칙(연속 방정식)

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (2.1)$$

운동량 방정식

$$\rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} + \rho w \frac{\partial u}{\partial z} = - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + S_u \quad (2.2a)$$

$$\rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial y} + \rho w \frac{\partial v}{\partial z} = - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + S_v \quad (2.2b)$$

$$\rho u \frac{\partial w}{\partial x} + \rho v \frac{\partial w}{\partial y} + \rho w \frac{\partial w}{\partial z} = - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + S_w \quad (2.2c)$$

열에너지 방정식

$$\rho u \frac{\partial T}{\partial x} + \rho v \frac{\partial T}{\partial y} + \rho w \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{k}{c_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + S_T \quad (2.3)$$

여기서 ρ 는 유체의 밀도, u, v, w 는 x, y, z 방향의 속도 성분이고, T 는 온도, S 는 체적력을 포함하는 소스항, c_p 는 정압비열, k 는 열전도도이다.

2.2 표준 $k-\epsilon$ 난류모델 방정식

본 논문에서는 방열기 내부 흰 사이를 흐르는 유동에 관한 난류모델로 표준 $k-\epsilon$ 난류모델을 채택하였다. $k-\epsilon$ 모델은 난류 에너지의 대류와 확산의 효과를 나타내기 위한 2개의 수송 방정식을 포함하고 있는 two-equation model로서, 가장 일반적인 난류모델 중에 하나이다. 이 모델은 난류 운동 에너지 k 에 관한 방정식에서 특성 속도를, 난류 운동에너지 소산률 ϵ 에 관한 방정식에서 특성 길이를 구하여 난류 점성계수 u_t 을 계산하는 모델이다. 유체가 비압축성인 경우, k 와 ϵ 은 다음의 수송방정식에 의해 결정된다.

k 방정식

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i k)}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] = G_k - \rho \epsilon \quad (2.4)$$

ϵ 방정식

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i \epsilon)}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] = \frac{\epsilon}{k} (C_{\epsilon_1} G_k - \rho C_{\epsilon_2} \epsilon) \quad (2.5)$$

여기서 u_i ($i=1,2,3$)은 i 방향의 속도 구성성분이며, p 는 압력, ρ 는 유체의 밀도이다. G_k 는 생성항으로서 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$G_k = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (2.6)$$

난류 점성계수 u_t 는 물성치가 아니라 난류 운동의 양상이나 이력에 따라 변하는 값으로, 실험이나 고찰에 의하여 난류 운동의 특성 길이와 특성 속도에 의해 결정되며 다음과 같이 표현된다.

$$\mu_t = \rho \frac{C_\mu k^2}{\varepsilon} \quad (2.7)$$

계수들은 각각 다음과 같이 정의하였다.

$$C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3, C_{\varepsilon_1} = 1.44, C_{\varepsilon_2} = 1.92$$

2.3 전열특성 및 압력강하 특성 관련 인자 정의

환- 튜브 형 방열기의 성능을 평가하기 위한 지표로 사용하기 위해 두 가지 무차원 인자, Colburn factor j 와 Fanning friction factor f 를 도입하려고 한다. 두 변수는 각각 열교환기의 전열특성과 압력강하 특성을 나타내며,^[14] 서로 형상이 다른 열교환기의 전열특성 및 압력강하 특성을 비교할 수 있는 적절한 기준이 된다. 그 전에 먼저 두 인자를 구하는데 필요한 다른 변수들인 열전달률, 대류열전달계수, Nusselt 수, Prandtl 수, Reynolds 수를 정의하고자 한다.

열전달률은 단위 시간 당 유체를 통한 열전달량으로, 다음의 식으로 나타낸다.

$$Q = \dot{m} c_p \Delta T \quad (2.8)$$

여기서 \dot{m} 은 유체의 질량유량이며, 다음의 식으로 구할 수 있다.

$$\dot{m} = \rho A V \quad (2.9)$$

여기서 ρ 은 유체의 밀도, A_0 은 유동이 통과하는 단면적, V 은 유동의 속도이다. c_p 은 유체의 정압비열, ΔT 은 유체의 방열기 입구·출구 간 온도차이다.

열전달률을 이용하면 환- 튜브 형 방열기 내 환 표면에서의 대류열전달계수를 구할 수 있다. 대류열전달계수를 구하는 식은 다음과 같다.

$$h = \frac{Q}{A \Delta T} \quad (2.10)$$

여기서 A 는 방열기 내 횡을 통한 총 열전달면적이다.

Nusselt 수는 물체 표면에서 대류 열전달과 전도 열전달의 비로, 다음과 같이 나타낸다.

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (2.11)$$

여기서 k 은 공기의 열전도도이다. D_h 은 수력직경(Hydraulic diameter)이라고 하며 비 원형 덕트를 통한 유동의 열전달 관련 인자를 구할 때 특성 길이로 사용되며, 다음과 같은 식으로 구한다.

$$D_h = \frac{4A_0}{P} = \frac{2WH}{W+H} \quad (2.12)$$

여기서 A_0 는 덕트의 단면적, P 는 덕트의 둘레, W 와 H 는 덕트의 너비 및 높이(사각 덕트의 경우)이다.

Plandtl 수는 유체의 동점성에 대한 열의 분자확산도의 비로서 다음과 같이 정의된다.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu c_p}{k} \quad (2.13)$$

여기서 μ 와 ν 은 각각 유체의 점성계수와 동점성계수, α 은 열의 분자확산도이며, $\alpha = (k/\rho c_p)$ 이다. Plandtl 수는 액체에서는 온도와 함께 변하나 기체에서는 거의 일정한 값을 가진다. (공기의 경우 $Pr \approx 0.715$)

Reynolds 수란 유체에 작용하는 관성력에 대한 점성력의 비이며^[19] 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$Re_D = \frac{\rho V D_h}{\mu} \quad (2.14)$$

전열특성을 나타내는 무차원 수인 Colburn factor j 는 앞에서 구한 변수들을 이용하여 다음과 같이 구한다.

$$j = \frac{Nu}{RePr^{\frac{1}{3}}} \quad (2.15)$$

압력강하 특성을 나타내는 무차원 수인 Fanning friction factor f 는 다음의 식으로 구할 수 있다.

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho u_c^2 \left(\frac{A}{A_c} \right)} \quad (2.16)$$

여기서 ΔP 은 유체의 방열기 입구·출구 간 압력강하, A_c 은 유동이 통과하는 최소단면적, u_c 은 유동이 통과하는 최소단면적에서의 유속이다.

2.4 환 형상 및 환 간 간격 변화에 따른 모델 비교

본 논문에서는 수치해석에 사용할 모델들을 변화시키는 인자에 따라 크게 두 부류로 나누었다. 먼저 환 형상 및 환 간 간격 변화에 따른 전열특성을 비교하기 위한 모델을 설정하였다.

2.4.1 해석모델 설정

Figure 2.1은 환-튜브 형 방열기의 개략적인 형상을 나타내는 단면도이다. 방열기 내 튜브 관은 엇갈린(Staggered) 배열을 하고 있다. **Fig. 2.1**에서 사각형 상자로 표시한 영역이 수치해석에 사용한 도메인이다. 도메인은 환과 튜브 관 사이 배열의 대칭성을 고려하여 설정하였다. 해석모델 내 유동이 흐르는 방향은 **Fig. 2.1**에서 화살표로 표시한 방향과 같다.

Figure 2.2는 환 형상을 고려하여 설정한 두 가지 종류의 해석모델의 전체 형상을 나타낸다. 해석모델은 환 형상에 따라 평평한(Flat) 환 모델과 파형(Wavy) 환 모델의 두 가지이다. 환 형상이 파형(Wavy)일 경우 **Fig. 2.1**에서 각 튜브 관을 일정한 간격(P_T)으로 분리해놓은 수평선은 **Fig. 2.2 (b)**에서 파형 환의 곡률 부분과 일치한다.

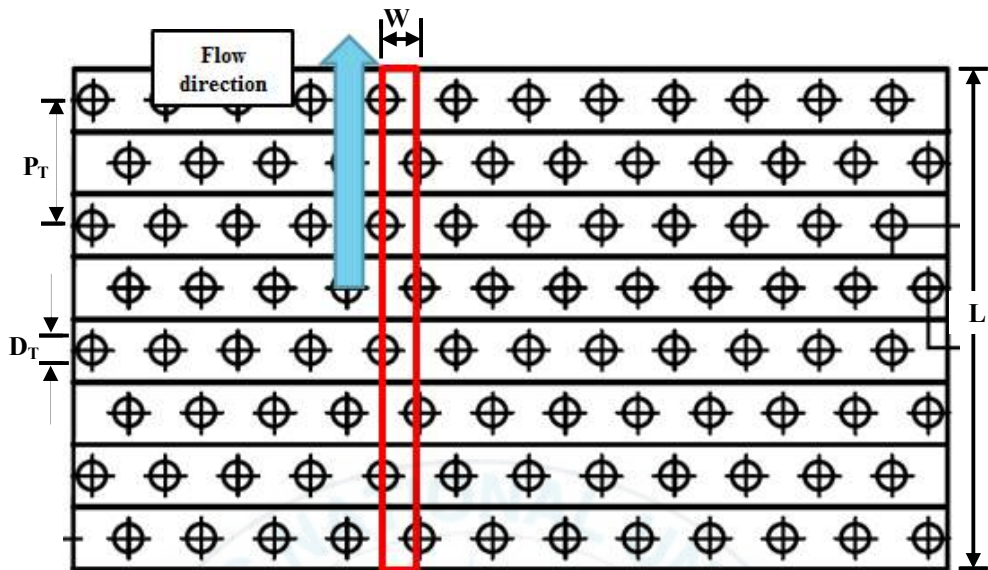


Figure 2.1 Cross section of the fin-tube radiator indicating analysis domain.

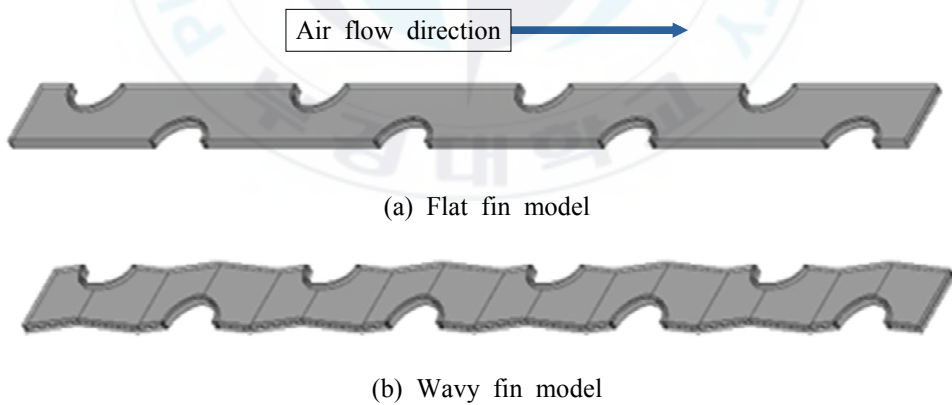


Figure 2.2 Two types of analysis model of the fin-tube radiator, according to the shape of plate fin.

Figure 2.3은 파형 환으로 구성된 해석모델 내 환과 튜브의 배열형상을 나타낸 개략도이다. P_F 는 각 환 간 간격을 의미하며 그 값은 방열기의 재질 및 해석모델의 치수에 관한 정보를 정리해놓은 **Table 2.1**에 나와 있다.

Figure 2.4는 해석모델을 유동 방향에서 바라본 것이다. 해석모델은 튜브 관과 수직으로 배열된 환 및 그 사이 공기층의 배열의 주기성을 고려하여, 동일한 두께의 두 공기층 사이에 평판 환 한 장이 위치하도록 설정하였다. 해석모델의 높이는 방열기 내 각 환 간 간격과 동일하며, 너비는 환과 튜브 관 사이 배열의 대칭성을 고려하여 설정한 해석 도메인의 너비와 같다. 해석모델은 튜브 관의 체적을 포함하나, 튜브 관내에 흐르는 유체는 포함하지 않는다.

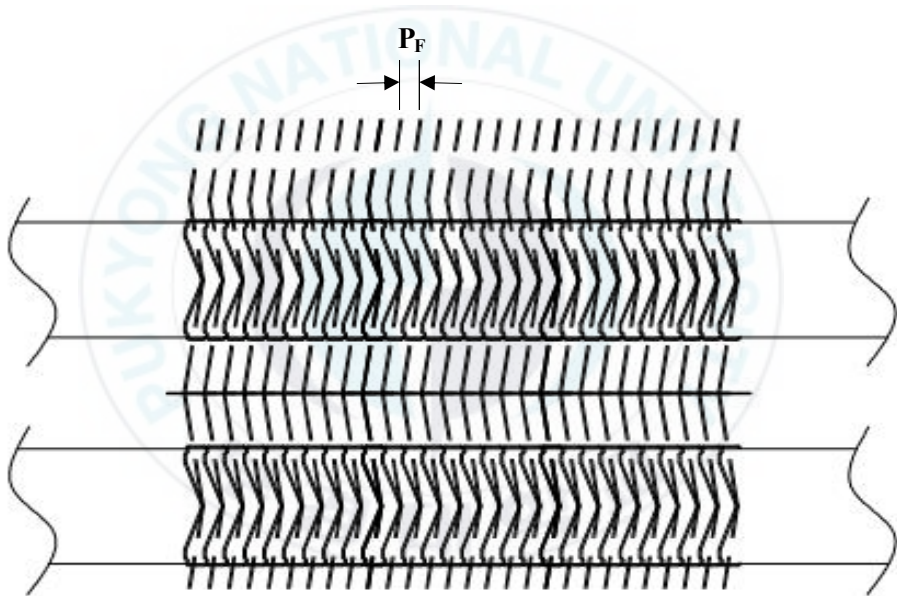


Figure 2.3 Schematic diagram of the arrangement between the plate fins and the tube pipes in the wavy fin-tube radiator.

Table 2.1 Specification of the materials and geometrical size of the analysis model of the fin-tube radiator.

Material of Plate fin	Aluminum
Material of tube pipe	Copper
Thickness of a Plate fin	0.12mm
Shape of Plate fin	Flat
	Wavy
Total length of analysis model, L	220mm
Width of analysis model, W	15.875mm
Height of analysis model(=fin pitch), P_F	2.1mm
	2.3mm
	2.5mm
Diameter of a tube pipe, D_T	13.1mm
Thickness of a tube pipe	1mm
Gap between each tube pipe, P_T	55mm

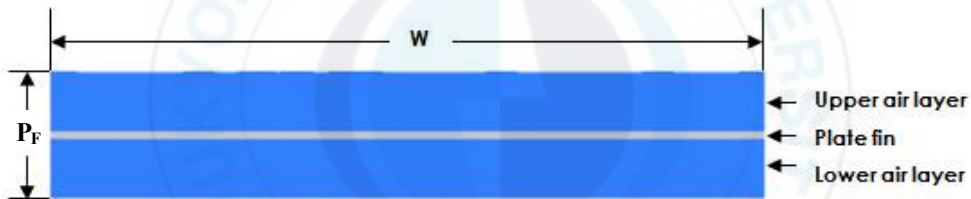


Figure 2.4 Side view (view in the flow direction) of the wavy and flat fin analysis models of the fin-tube radiator. (W : width of the analysis model, P_F : height of the analysis model.)

2.4.2 격자생성

격자생성 시 사용한 프로그램은 Ansys 사의 ICEM CFD이다. 각 해석모델은 위, 아래 공기층, 가운데 흰, 그리고 튜브 관으로 네 파트로 나누어 각각 격자를 생성하였다. 흰 격자 생성 시 맨 위 표면에 먼저 표면 격자를 생성한 후 흰 두께에 맞추어 격자를 늘려 3층으로 나누는 방법을 사용하였다. 공기층과 튜브 관에는 Tetra 격자를 사용하였고 유체와 고체가 접하는 면에는 열전달 및 유체 유동의 정교한 해석을 위해 Prism 격자를 넣었다. 각 해석모델에 사용된 격자수를 **Table 2.2**에 정리하였다.

Table 2.2 Number of nodes used for numerical calculation, for each analysis model according to the shape of plate fin and fin pitch.

		Shape of plate fin	
		Flat	Wavy
Fin pitch [mm]	2.1	726,000	730,000
	2.3	721,000	765,000
	2.5	780,000	817,000

3.1.3 해석조건 및 경계조건 설정

흰-튜브 형 방열기의 공기 측 전열성능을 평가하기 위한 유동해석에는 상용해석 프로그램인 ANSYS CFX 16.2 버전을 이용하였다. 해석모델 내 유체는 정상상태 표준공기로 설정하였으며, 지정한 유속조건이 느리므로 비압축성으로 가정하였다. 난류모델로는 표준 $k-\epsilon$ 모델을 사용하였다.

Figure 2.5는 입구유속 및 흰 형상에 따른 공기 측 전열성능을 평가하기 위해 해석모델에 설정한 경계조건을 나타낸다. **Fig. 2.3**에 나와 있는 대로 해석모델은 가운데에 흰 한 장을 끼고 공기층이 위, 아래로 나뉘며, 해석모델의 각 면에 설정한 구체적인 경계 조건은 다음과 같다.

- 입구(Inlet): 흰 위, 아래의 두 공기유동층의 입구 면에 동일하게 25℃의 초기온도를 설정하였다. 또한 유동방향 입구유속을 설정하였다. 설정한 입구유속의 범위는 1.69 m/s ~ 5.18 m/s 사이이다. 흰 부분은 고체이므로 유동에 관한 경계조건을 주지 않았다.
- 출구(Outlet): 흰 위, 아래 두 공기층의 출구 면은 대기압 조건(0 relative pressure)으로 설정하였다.
- 좌측면, 우측면(Left and right side): 흰과 튜브 관 배열의 대칭성을 고려하여 대칭 조건을 주었다.
- 상, 하면(Top and bottom): 흰 및 그 사이 공기층이 일정한 간격으로 주기적으로 배열되므로 주기 조건을 설정하였다.
- 튜브 관 안쪽 면(Inner pipe surface): 튜브 관 내부를 흐르는 유체의 열을 직접적으로 전달받는 면으로 52℃의 고정 온도 조건을 주었다.
- 튜브 관 바깥 면(Outer pipe surface): 튜브 관이 흰 및 공기층과 접하는 면으로, 관 안쪽 면으로부터 전도되어 온 열이 빠져나가므로 열전달이 자유로운 계면 조건으로 설정하였다.

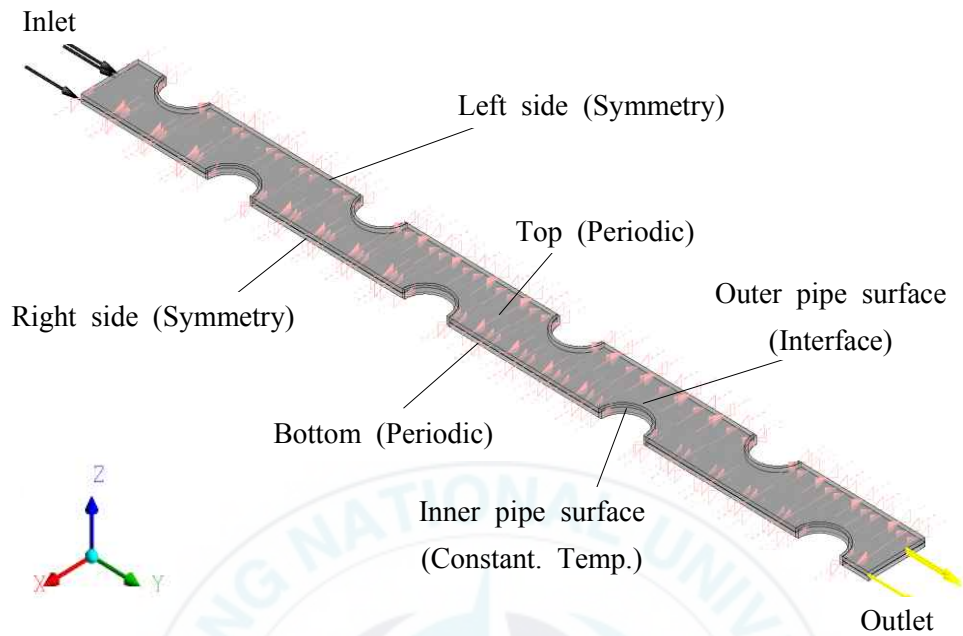


Figure 2.5 Boundary conditions designated for numerical calculation of the wavy fin and flat fin analysis models of the fin-tube radiator.

2.5 흰 표면 위 편칭 형상 변화에 따른 모델 비교

3.2.1 기본 흰 모델

본 단원에서는 평판 흰의 형상이 평평하며 흰 간 간격 및 입구유속이 일정할 때, 흰 표면 위 편칭 형상 변화에 따른 전열특성을 비교하기 위한 새로운 해석모델을 설정하였다.

Figure 2.6은 해석모델을 나타낸다. 해석모델은 앞의 **Fig. 2.2 (b)**의 평평한 흰 모델과 외관이 비슷하나, 유동방향으로 튜브 관수가 2개 많아 전체 길이가 더 길고 관 외경과 흰 두께의 치수가 조금씩 더 크다. **Fig. 2.6**의 해석 모델을 기본 흰 모델이라 명명하겠다.

기본 흰 모델 역시 동일한 두께의 두 공기층 사이에 평판 흰 한 장이 위치하고 있는 구조이다. 이 해석모델은 오직 흰 표면 위 편칭 형상 변화에 따른 변화만을 고려하기 위한 것으로, 튜브 관의 체적은 포함되지 않는다. 기본 흰 모델의 흰 형상은 평평한(Flat) 형상이다. **Table 2.3**은 설정한 기본 흰 모델의 재질 및 치수를 정리해놓은 것이다.

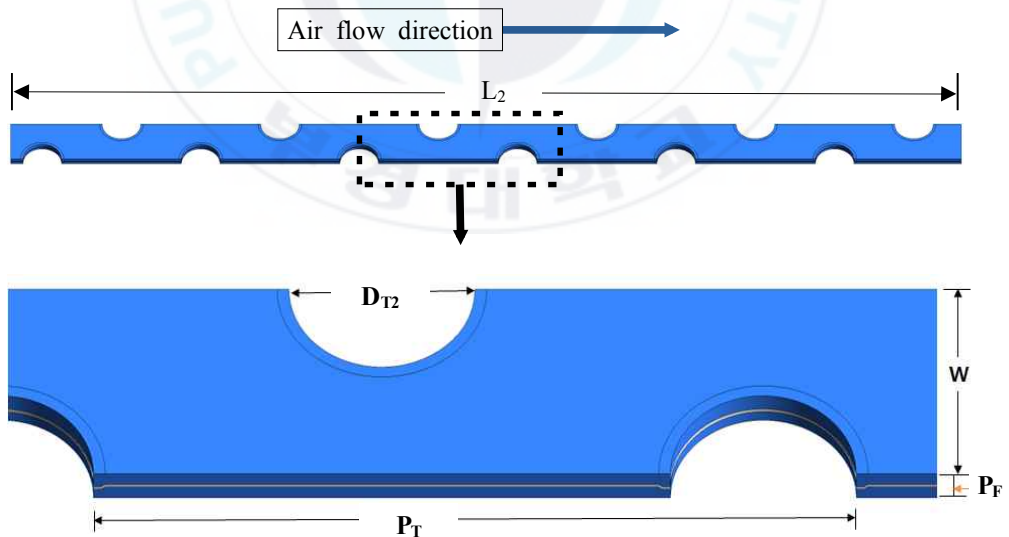


Figure 2.6 Specification of basic fin model used for numerical calculation, of which the shape of the fin is flat type.

Table 2.3 Specification of the materials and geometrical size of the basic fin model used for numerical calculation.

Material of Plate fin	Aluminum
Material of tube pipe	Copper
Shape of Plate fin	Flat
Thickness of a Plate fin	0.25 mm
Total length of analysis model, L_2	330 mm
Width of analysis model, W	15.875 mm
Height of analysis model(=Fin pitch), P_F	2.1 mm
Diameter of a tube pipe, D_{T2}	13.4 mm
Gap between each tube pipe, P_T	55 mm

3.2.2 펀칭된 흰 모델

Figure 2.7은 기본 흰 모델의 흰 표면 위에 펀칭 형상을 낸 열세가지 케이스의 일부분을 나타내는 평면도이다. 흰 표면 위 펀칭 형상의 크기 및 개수는 케이스별로 다르다. 펀칭된 각 면의 네 사각 모서리의 끝부분에는 곡률이 있는데, 이는 펀칭 형상의 날카로운 끝부분에서 일어날 수 있는 유동 박리 현상을 방지하기 위한 것이다.

Figure 2.8은 펀칭 형상의 모서리 부분을 확대하여 나타낸 것이다. R 은 펀칭 형상 모서리의 곡률의 크기이며, 그 값은 모든 케이스에서 0.75 mm로 동일하다. T_P 는 펀칭된 면의 두께이며, 그 값은 모든 케이스에서 흰의 두께와 동일한 0.25 mm이다.

Figure 2.9는 방열기 내 펀칭 형상이 있는 흰과 관의 배열을 도식적으로 나타낸 것이다. 흰의 펀칭된 면은 아래에 있는 흰 표면에 닿으며, 그러므로 펀칭된 면 내부 유동은 흰과 흰 사이에 갇혀 흐르지 않는다.



Case 1



Case 2



Case 3



Case 4



Case 5



Case 6



Case 7



Case 8



Case 9



Case 10



Case 11



Case 12



Case 13

Figure 2.7 Top view of the 13 cases of punched fin model of the fin-tube radiator, indicating each punching shapes on the plate fin.

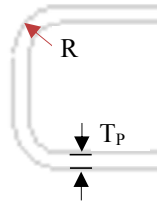


Figure 2.8 Schematic of corner part for each punching shape on a plate fin of punched fin analysis model. (R: radius of punching shape, T_P : thickness of the punching shape)

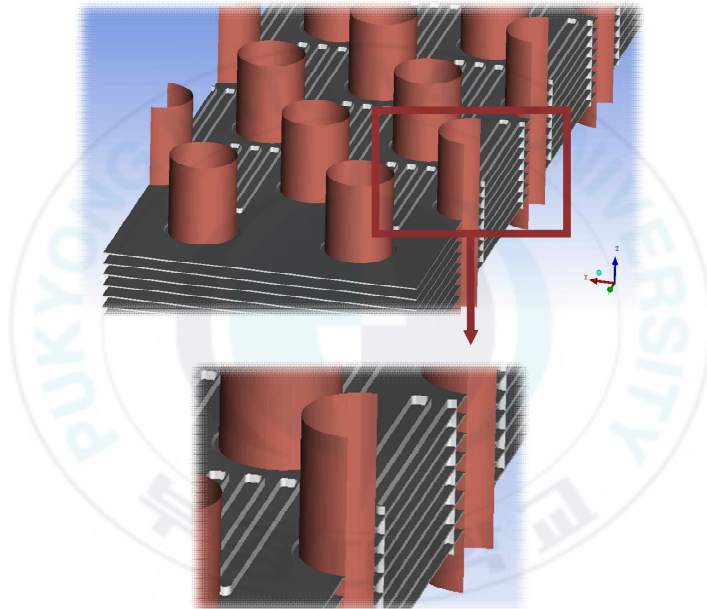


Figure 2.9 Schematic of the arrangement between the punched fins and pipes in the punched fin analysis models of the fin-tube radiator.

3.2.3 격자생성

각 해석모델은 위, 아래 공기층 및 가운데 평판 흰 세 부분으로 나누어 격자를 생성하였다. 평판 흰 및 공기층은 모두 Tetra 격자를 사용하였고 각 부분이 접하는 면에는 Prism 격자를 넣었다. **Table 2.4**에 각 해석모델에 사용된 격자수를 정리하였다.

Table 2.4 Number of nodes for each model used for numerical calculation of the basic fin and punched fin models of the fin-tube radiator(Case 1~13).

	Number of nodes
Basic fin model	9,015,000
Case 1	9,862,000
Case 2	10,070,000
Case 3	9,769,000
Case 4	10,230,000
Case 5	8,672,000
Case 6	8,615,000
Case 7	8,529,000
Case 8	9,441,000
Case 9	7,750,000
Case 10	6,321,000
Case 11	10,231,000
Case 12	11,449,000
Case 13	6,362,000

3.2.4 해석조건 및 경계조건 설정

기본 흰 및 펀칭된 흰의 해석모델에 지정한 해석조건은 앞서 평평한 흰 및 파형 흰 모델에 지정한 조건과 동일하다.

Figure 2.10은 해석모델에 설정한 경계조건을 나타낸다.

- 흰 위, 아래의 두 공기유동층 입구면(Inlet): 35°C의 초기온도 및 유동방향 초기 입구유속 3.66 m/s의 조건을 지정하였다.
- 유동 출구면(Outlet): 대기압 조건(0 relative pressure)으로 설정하였다.
- 상하좌우면(Top, Bottom, Left and right side): 흰 및 각 공기층을 대칭으로 자른 절단면으로 되어 있으며, 대칭 조건을 주었다.
- 튜브 관 바깥 면(Outer pipe surface): 관내 유체로부터 전해지는 열을 직접적으로 받는 면으로, 열유속 $q = 5,000 \text{ W/m}^2$ 의 값을 설정하였다.
- 흰과 공기층이 접하는 면 및 펀칭 바깥면(Punched outer surface): 열전달이 자유로운 계면(interface) 조건을 주었다.
- 펀칭 안면(Punched inner surface): 펀칭 안면 내부 기체는 면들에 둘러싸여 간혀(**Fig. 2.9** 참조), 유동에 의한 열전달이 일어나지 않으므로 단열 조건을 주었다.

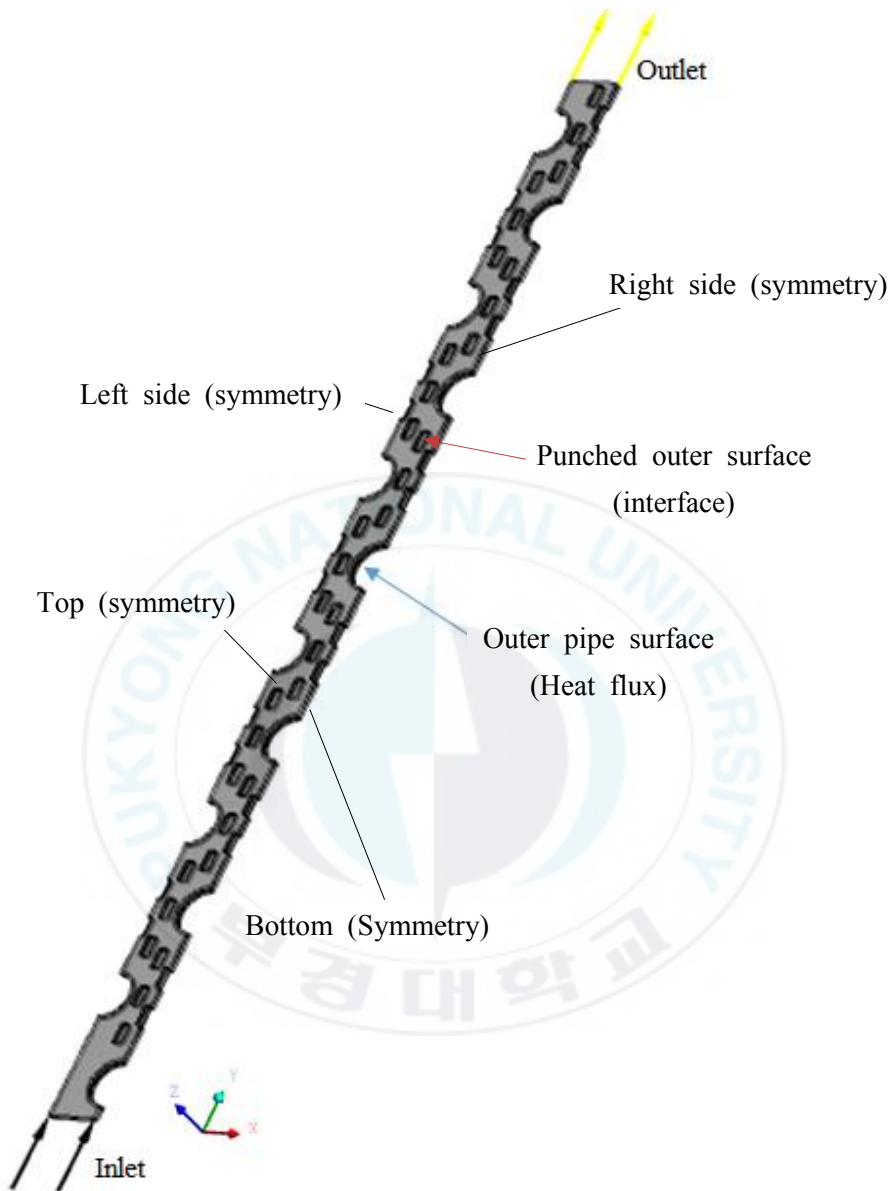


Figure 2.10 Boundary conditions designated for numerical calculation of the basic fin and punched fin models of the fin-tube radiator. (Case 1~13)

제 3 장 실험

3.1 실험설비 개요

Figure 3.1은 본 논문의 연구를 위한 실험을 의뢰한 한국냉동공조인증센터의 멀티 공기열원 히트펌프 시험 장비 중, 30 냉동톤 용량의 항온항습 설비의 사진이다.

Figure 3.2는 실험설비를 개략적으로 나타낸 것이다. **Table 3.1**에는 실험설비의 사양이 나와 있다.



Figure 3.1 30 refrigeration ton humidity chamber used for estimation of the heat transfer performance of the test models of the fin-tube radiator.

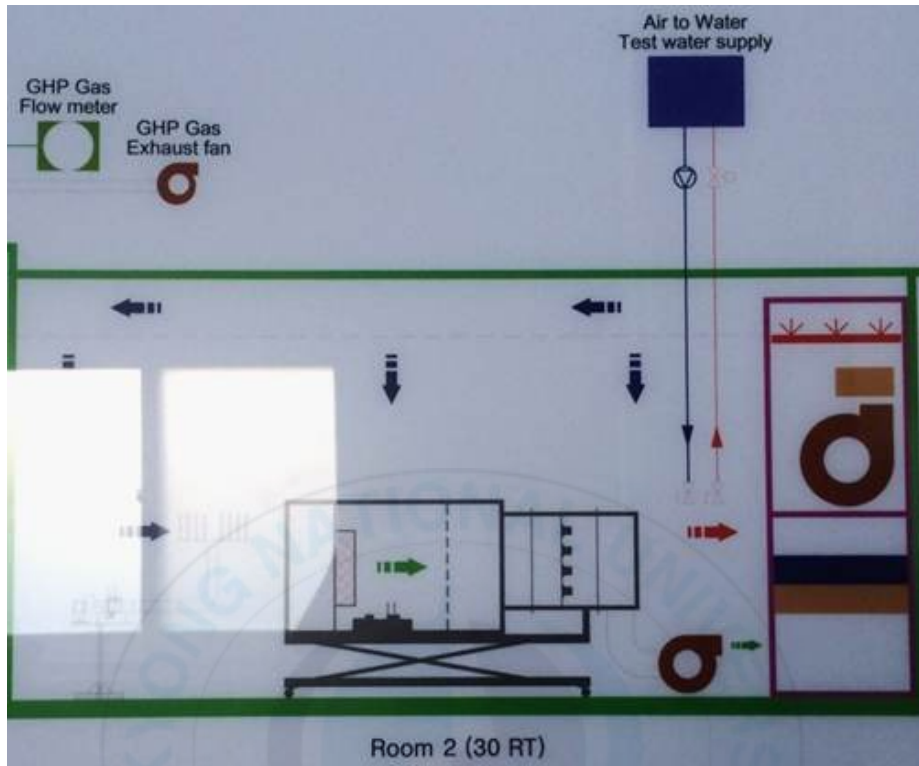


Figure 3.2 Side view of the humidity chamber used for estimation of the performance of the test models of the fin-tube radiator.

Table 3.1 Spec of the multi psychrometric calorimeter test facility used for estimation of the performance of the fin-tube radiators.

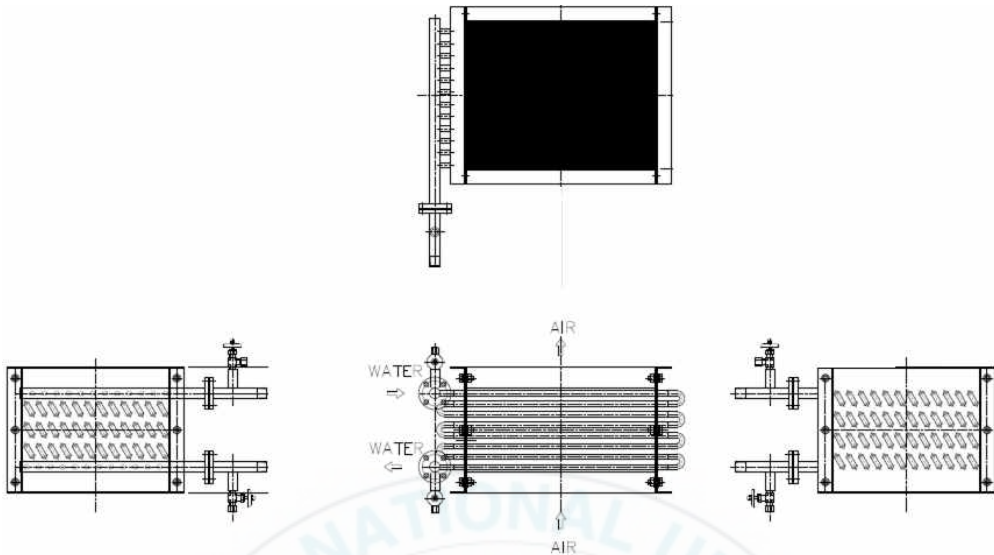
Test standards	KS C 9306
	KS B 6275
Cooling capacity	(6~105) kW
Heating capacity	(6~105) kW
Calorimeter	120 m ³ /min
	100 m ³ /min
Flow rate	(30~250) L/min

3.2 실험용 환-튜브 형 방열기

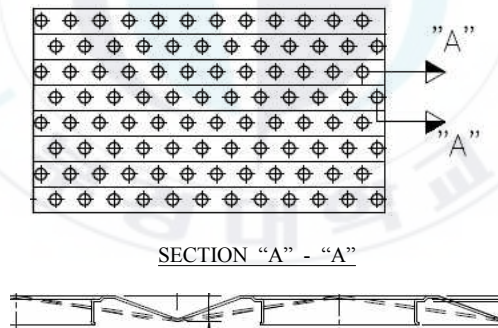
Figure 3.3은 전열성능 측정 실험을 위해 제작된 실험용 환-튜브 형 방열기의 설계도이다. 방열기 내에는 튜브 관이 공기 유동 방향으로 총 8열로 되어 있는데, 이 8열의 관은 모두 한 헤더 관으로 연결된다. 실험용 방열기에 사용한 평판 환의 형상은 파형이며, 환 표면 편칭 형상은 없다. 실험에서 환을 파형으로 제작한 이유는, 평평하게 제작하는 것보다 더 얇은 두께로 설계가 가능할 뿐 아니라 평평한 환보다 높은 강성을 가지기 때문이다^[20].

실험을 위해 제작된 방열기 내 환 간 간격은 수치해석에서 설정한 것과 동일하다. 같은 체적의 실험용 방열기 내에 배열된 환 간 간격이 넓어질수록 방열기 내에 포함된 환의 수는 줄어든다. **Table 3.2**에 실험용 방열기 내 들어간 환의 배열 간격 및 그에 따른 환의 개수를 나타내었다.

Figure 3.4는 설계도를 따라 제작된 실험용 방열기의 실제 모습이다. **Table 3.3**에 실험용 방열기 하나에 포함되는 부품의 재질, 치수 및 수량에 대한 정보가 나와 있다.



(a) Cross section of the test models indicating specific sizes



(b) Schematics indicating the fin-and-tube arrangement and the specific shape of wavy fin included in the test models

Figure 3.3 Drawings of the test models of the fin-tube radiator. (unit: mm)

Table 3.2 Number of fins included in a test model of the fin-tube radiator according to the fin pitch.

Fin pitch (type of model)	Number of fins per model
2.1 mm	238
2.3 mm	217
2.5 mm	200



Figure 3.4 Fin-tube radiator manufactured according to the drawings.

Table 3.3 Material, size, and quantity of the components included in a test model of the fin-tube radiator.

No	Description	Material	Size	Quantity
1-1	Front tube sheet	SS400	3.2t	1
1-2	Rear tube sheet	SS400	3.2t	1
2	Casing	SS400	3.2t	2
3	Header pipe	Copper	$\phi 22.2 \times 1.2t$	2
4	Flange	SS400	5K 20A (I.D 25)	2
5	Cap	Copper	20A	2
6	Tube	Copper	$\phi 12.7 \times 0.35t \times 560L$	96
7	Fin	Aluminum	0.12t	See Table 3.2
8	U-bend	Copper	$\phi 12.7 \times 0.75t$	84
9	Tube	Copper	$\phi 12.7 \times 0.35t \times 46.4L$	24
10	HEX.B/N/2PW/SW	SS400	M10 \times 30L	6
11	Flange	SS400	5K 20A SO/FF	2
12	Nipple	STPG370E	20A SCH.40(PT3/4")	2
13	HEX.B/N	SS400	M10 \times 40L	8
14	Gasket	NON-ASB.	3t 5K 20A FF	2
15	Boss & Ball	SS400/BC	PT 3/8"	2

3.3 실험 방법

실험용 방열기 하나에는 튜브 관내를 흐르는 물의 입구 및 출구 헤더가 각각 하나씩 있으며, 각 헤더는 **Figure 3.5**의 방열기에 물을 공급 및 회수하는 장치에 관을 통하여 연결된다. 실험용 방열기 입구 헤더로 공급된 물은 모델 내 튜브 관을 모두 돌아 다시 출구 헤더로 빠져나간다.

Figure 3.6의 (a)는 실험용 방열기를 실험설비에 설치하는 모습이다. 설치 시 내부 흰 및 튜브 관이 바깥으로 노출되어 있는 방열기의 한쪽 면이 실험 설비의 입구에 접하도록 설치된다. **Fig. 3.6**의 (b)는 방열기의 설치 및 실험 준비를 완료한 모습이다. 방열기의 한쪽 면에 접한 실험 설비가 지정한 유량대로 공기를 빨아들이면, 이로 인해 방열기 반대쪽 면으로 외부 공기가 빨려 들어가 방열기 내부를 통과하여 실험 설비로 들어간다.

방열기로 들어가는 공기의 초기 온도는 25℃이며, 초기속도 조건은 3.31 m/s, 4.14 m/s의 두 가지이다.

튜브 관의 입구 헤더에 연결된 관을 통해서도 초기 온도 52℃의 물이 들어가 방열기 내 튜브 관내를 돌아 출구 헤더를 통하여 빠져 나간다. 이에 따라 실험 설비는 자동으로 물 및 공기 측 온도, 압력강하량 및 각 유체 측에서 빼앗기거나 뺏은 열량 등의 값에 대한 정보를 측정한다.



Figure 3.5 A part of the test facility for the support and recovery of water to the test models of the fin-tube radiator.



(a)



(b)

Figure 3.6 Installation of the fin-tube radiator test model onto the test equipment for measure of the performance of the supported water and air.

제 4 장 실험 및 수치해석 결과

4.1 입구 공기속도 및 환 간 간격의 영향

Table 4.1, Table 4.2는 실험을 통해 측정된 결과로, 각각 25℃, 52℃로 입구로 들어간 공기 및 물의 출구온도, 압력강하량 및 열전달률이 나와 있다. 같은 조건에서 공기 및 물 측 열전달률 값이 다른 것은 공기의 누출 등으로 인해 발생한 오차 때문이다.

Table 4.1 Test data of the performance of air flowing between plate fins in the test models of the fin-tube radiator.

Test No.	Fin pitch (mm)	Velocity at Inlet (m/s)	Temp. at Outlet (°C)	Pressure Drop (Pa)	Heat transfer rate (kW)
1	2.1	3.31	46.9	224.7	16.7
2	2.3		46.4	210	16.4
3	2.5		46.0	195.3	16.1
4	2.1	4.14	46.5	328.2	20.6
5	2.3		46.0	307.8	20.1
6	2.5		45.5	285.9	19.7

Table 4.2 Test data of the performance of water flowing through the tube pipes in the test models of the fin-tube radiator.

Test No.	Fin pitch (mm)	Flow rate (kg/s)	Temp. at Outlet (°C)	Pressure Drop (Pa)	Heat transfer rate (kW)
1	2.1	0.93×10^{-3}	47.6	224.7	16.7
2	2.3		47.6	210	16.4
3	2.5		47.6	195.3	16.1
4	2.1	1.41×10^{-3}	48.6	328.2	20.6
5	2.3		48.5	307.8	20.1
6	2.5		48.7	285.9	19.7

Figure 4.1은 실험을 통해 측정된 입구 공기속도 및 흰 간 간격에 따른 열전달률의 변화를 도식적으로 나타낸 것이다. 방열기 내 튜브 관에 수직으로 배열된 흰 간 간격이 좁을수록 열전달률 값이 큰 것을 확인할 수 있다. 이는 동일한 체적의 실험용 방열기 내 배열된 흰 간 간격이 좁을수록 방열기 내에 들어갈 수 있는 흰의 수가 많아지므로 열전달이 일어날 수 있는 면적이 증가하기 때문이다. 또한 두 가지 입구 공기속도 조건 중 더 큰 속도 조건에서 열전달률의 값도 크게 나타난다. 이는 유속이 증가한다는 것은 공급되는 공기유량이 커짐을 의미하기 때문이다. 정량적으로는 공기속도가 약 1.25배 커짐에 따라 열전달률은 약 22.4 % 정도 상승한다.

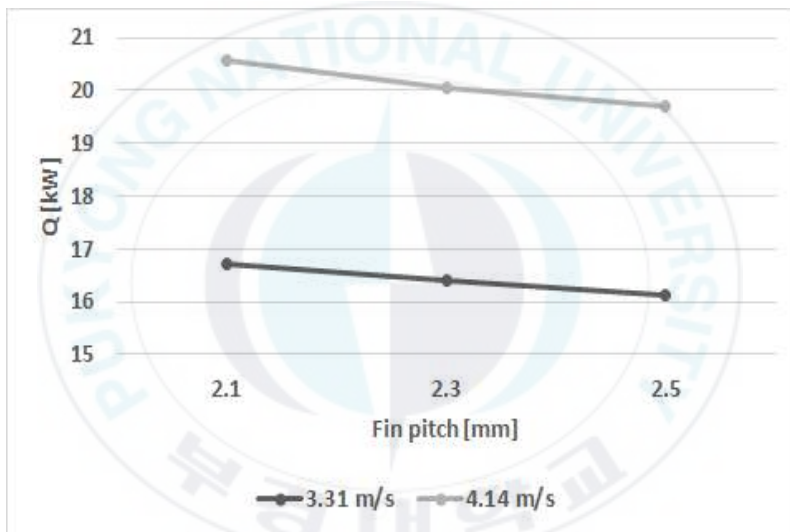


Figure 4.1 Change of the heat transfer rate of the air flowing in the fin-tube radiator, according to the changes of the value of inlet air velocity and fin pitch.

Figure 4.2는 실험을 통해 측정된 입구 공기속도 및 흰 간 간격에 따른 공기의 입·출구 온도 차를 도식적으로 나타낸 것이다. 방열기로 들어간 공기는 뜨거운 유체가 흐르는 튜브 관으로부터 오는 열을 흡수하며 가열되어 출구로 나간다. 입·출구 간 온도 차 또한 흰 간 간격이 좁을수록 열전달 면적의 증가로 인해 커진다. 그러나 입구에서의 공기속도가 클수록 열전달률이 큰 것과 달리 입·출구 간 온도 차는 오히려 감소한다. 그러나 이는 실험에서 공급되는 공기속도가 커질 때 공급되는 물의 유량도 증가하기 때문이며(Table 4.1 및 Table 4.2 참조), 열전달률은 입구에서의 공기속도와 함께 증가하므로 물리적으로 타당한 결과라고 할 수 있다. 입구속도 조건 변화에 따른 입·출구 간 온도 차의 변화는 평균 약 2 %이다.

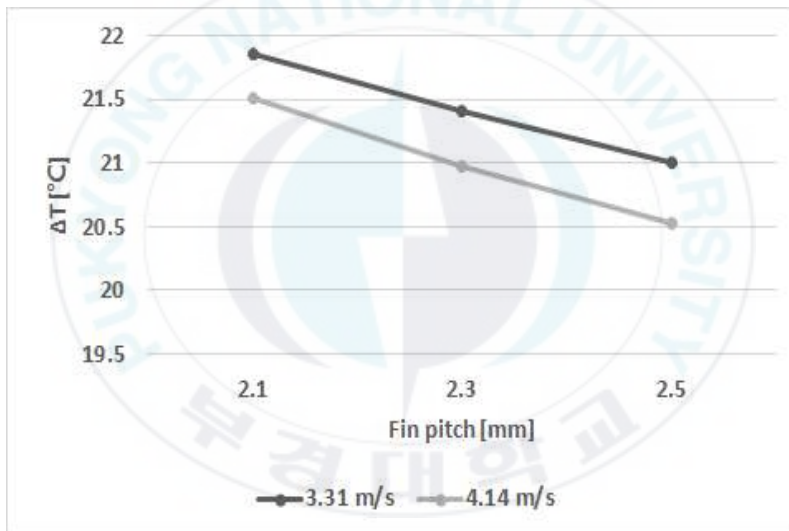


Figure 4.2 Change of the temperature difference between the inlet and the outlet of the fin-tube radiator, according to the changes of the value of inlet air velocity and fin pitch.

Figure 4.3은 실험을 통해 측정된 입구 공기속도 및 흰 간 간격에 따른 공기의 압력강하량의 변화를 도식적으로 나타낸 것이다. 압력강하량은 흰 간 간격이 좁을수록 크다. 이는 흰 간 간격이 좁아짐에 따라 유동이 흐를 수 있는 단면적은 줄어들고, 유동과 흰 표면 간의 마찰은 더욱 증가하기 때문으로 판단된다. 또한 입구에서 공기속도가 약 1.25배 커짐에 따라 압력강하량도 약 46 % 상승한다.

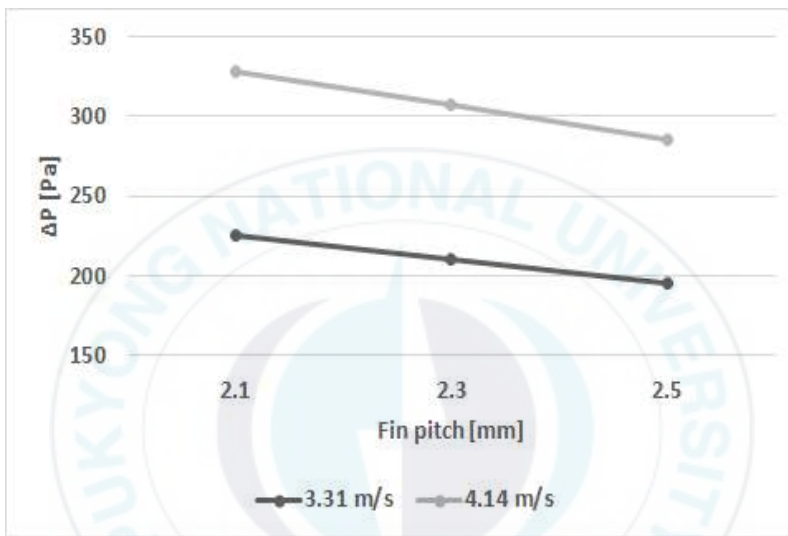


Figure 4.3 Change of the pressure drop between the inlet and the outlet of the fin-tube radiator, according to the changes of the value of inlet air velocity and fin pitch.

실험과 동일한 형태의 파형 흰으로 이루어진 방열기의 해석모델에 대한 수치해석을 수행하였다. 실험에서는 고려하지 않은 평평한 형상의 흰으로 이루어진 방열기 모델에 대해서도 같은 공기속도 및 흰 간 간격 조건으로 해석을 수행하였다. Table 4.3 및 Table 4.4는 각각 파형 흰과 평평한 흰으로 이루어진 흰-튜브 형 방열기의 해석모델(Fig. 2.2 참조)에 대하여, 작동유체인 공기의 물성치 및 흰 간 간격과 입구 공기속도 변화에 따른 수치 해석 결과를 나타낸 것이다.

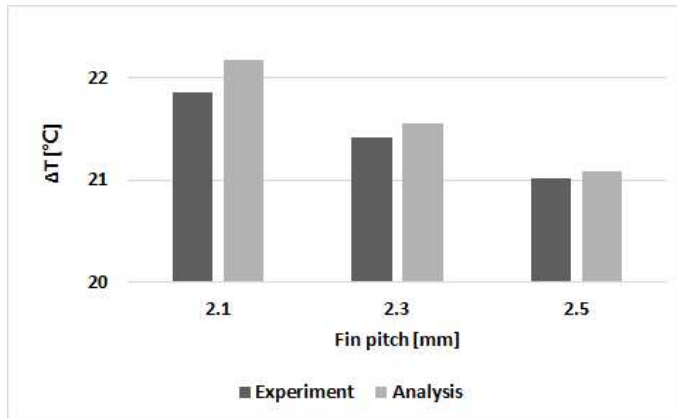
Table 4.3 Properties and numerical results of air flowing between plate fins in the analysis models of the fin-tube radiator. (fin type: wavy)

Fin pitch (mm)	Velocity at Inlet (m/s)	Density (kg/m ³)	Temp. at Outlet (°C)	Pressure Drop (Pa)	Heat transfer rate (kW)
2.1	3.31	1.184	47.1	49.4	17.9
2.3			46.6	47.4	17.4
2.5			46.1	47.1	17.0
2.1	4.14		46.5	73.0	21.7
2.3			45.8	70.2	21.0
2.5			45.4	70.0	20.5

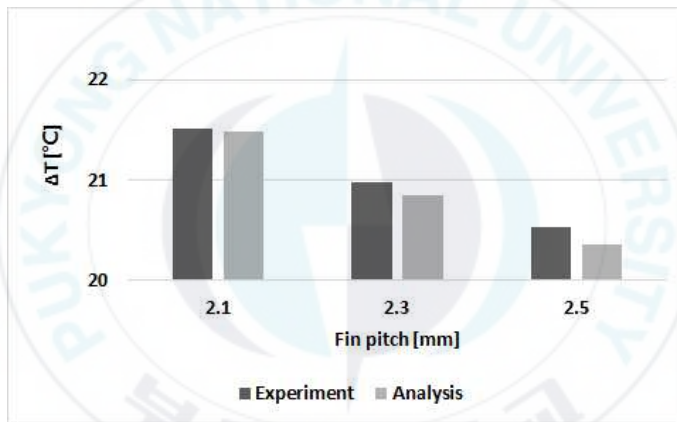
Table 4.4 Properties and numerical results of air flowing between plate fins in the analysis models of the fin-tube radiator. (fin type: flat)

Fin pitch (mm)	Velocity at Inlet (m/s)	Density (kg/m ³)	Temp. at Outlet (°C)	Pressure Drop (Pa)	Heat transfer rate (kW)
2.1	3.31	1.184	46.5	39.6	17.3
2.3			45.7	37.6	16.7
2.5			45.0	35.7	16.1
2.1	4.14		45.9	58.8	21.1
2.3			45.0	55.9	20.2
2.5			44.3	53.2	19.5

Table 4.2의 파형 흰 해석모델의 결과를 Table 4.1의 공기 측 실험 결과와 비교하였다. Figure 4.4는 파형 흰 방열기 모델의 실험 및 해석 결과 중 입구에서의 공기속도에 따른 입·출구 온도 차를 비교한 것이다. 해석값과 실험값의 차이는 입구속도 3.31 m/s일 때 해석값이 실험값에 비해 약간 작고, 입구속도 4.14 m/s일 때는 약간 크나 그 차는 평균 약 0.13%로 근소하였으며, 흰 간 간격 및 입구 공기속도 변화에 따른 실험값과 해석값의 변화 경향성이 잘 일치하였다.



(a) when the inlet air velocity is 3.31 m/s



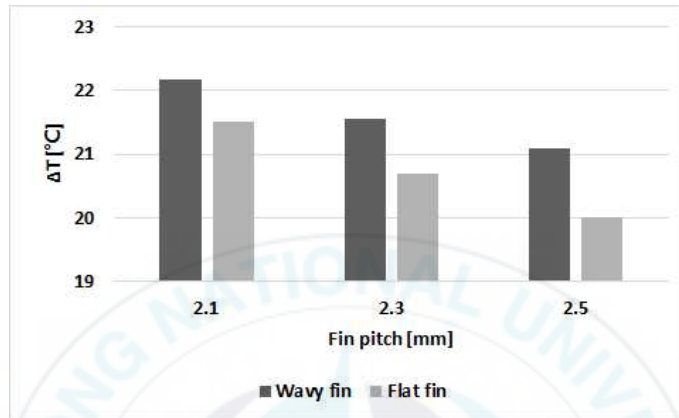
(b) when the inlet air velocity is 4.14 m/s

Figure 4.4 Comparison of the results of the experiment and the analysis for the temperature difference between the inlet and the outlet of the wavy fin-tube radiator, with the two velocity conditions at the inlet.

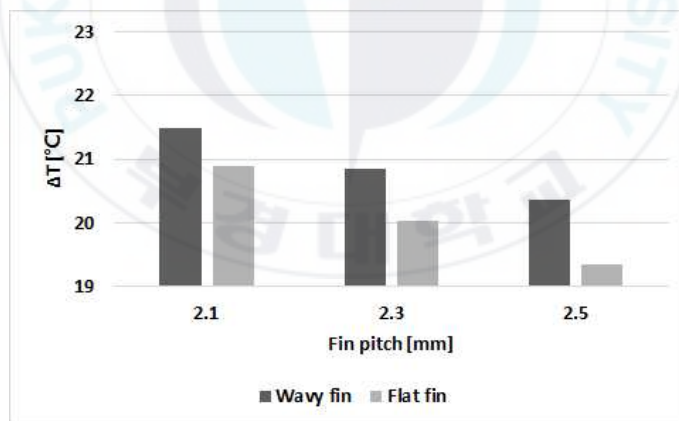
4.2 흰 자체 형상의 영향

Fig. 2.2와 같은 평평한 흰 및 파평 흰의 두 가지 흰 형상에 대하여, 실험 조건과 동일한 흰 간 간격 및 입구 공기속도 변화에 따른 수치해석을 진행하였다. **Figure 4.5**는 흰 자체 형상에 따른 입·출구 온도 차의 수치해석 결

과 값을 비교한 것이다. 같은 흰 간 간격 조건일 때, 파형 흰이 평평한 흰에 비해 동일 체적 내 더 넓은 면적으로 인해 열전달에 유리해 더 큰 입·출구 간 온도 차 값을 보였다. 정량적인 차이는 평균 약 4.1% 정도였고, 그 차이는 흰 간 간격이 커질수록 더 커지는 경향을 보였다.



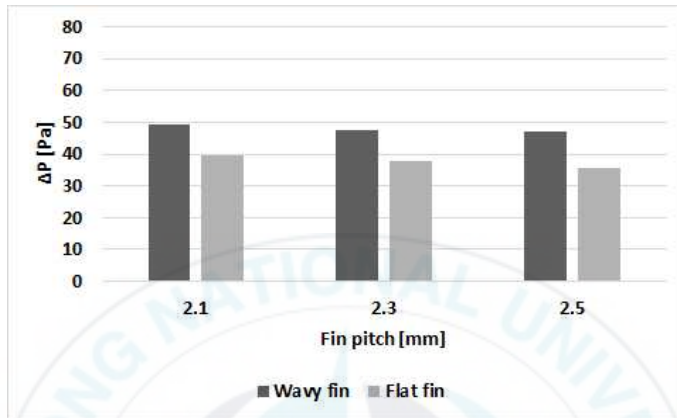
(a) when the inlet air velocity is 3.31 m/s



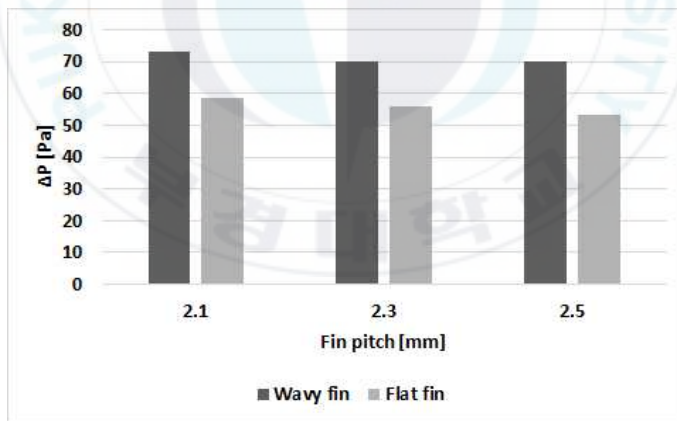
(b) when the inlet air velocity is 4.14 m/s

Figure 4.5 Comparison of the two types of analysis models of the fin-tube radiator for the temperature difference between the inlet and the outlet, with the two velocity conditions at the inlet.

Figure 4.6은 평평한 흰 모델과 파형 흰 모델 간의 압력강하량을 비교한 것이다. 압력강하량은 유동이 지날 때에 표면 마찰을 더 많이 받는 파형 흰 모델에서 평평한 흰 모델에서보다 평균 약 27.3% 정도 컸으며, 흰 간 간격이 커질수록 두 흰 모델 간 압력강하량의 차 역시 커졌다.



(a) when the inlet air velocity is 3.31 m/s



(b) when the inlet air velocity is 4.14 m/s

Figure 4.6 Comparison of the two types of analysis models of the fin-tube radiator for the pressure drop between the inlet and the outlet, with the two velocity conditions at the inlet.

평평한 흰 모델과 파형 흰 모델의 압력강하량 대비 전열성능을 비교하기 위하여 두 모델의 입구 공기속도 3.31 m/s에서의 각 결과 값을 식 (2.15)와 식 (2.16)에서 정의한 Colburn factor j 와 Fanning friction factor f 의 비로 변환하여 **Figure 4.7**에 나타내었다. 입·출구 온도 차 값은 파형 흰 모델이, 압력강하량은 평평한 흰 모델이 각각 더 컸으나, 두 결과를 종합한 j/f 비는 평평한 흰 모델의 값이 평균 약 28% 정도 더 높게 나와 압력강하량의 영향이 매우 큼을 확인할 수 있다.

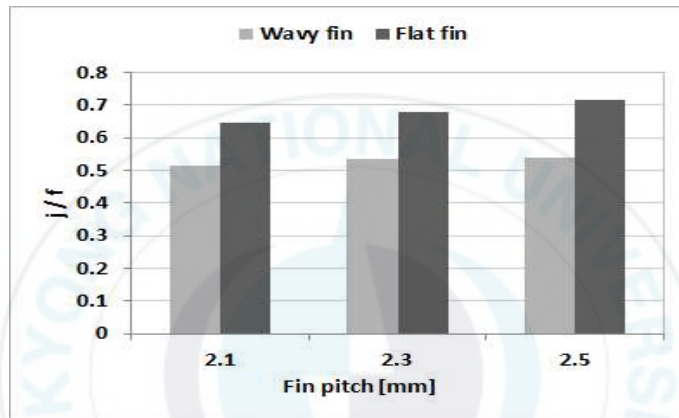


Figure 4.7 Comparison of the two types of analysis models of the fin-tube radiator for the ratio of Colburn factor j and Fanning friction factor f between the inlet and the outlet, when the inlet air velocity is 3.31 m/s.

Fig. 2.2의 두 가지 흰 형상에 대하여 흰 간 간격 및 입구 공기속도 변화에 따른 전열성능과 압력강하 변화를 수치해석을 통해 구하였다. **Figure 4.8**은 입구 공기속도가 3.31 m/s일 때 두 가지 종류의 흰 모델의 온도장의 예를 나타낸다(여기서, 방열기 내 흰 간 간격과도 같은 해석모델 높이 값은 2.1 mm으로 설정하였다). 유동의 온도 분포는 입구(왼쪽)에서 25°C의 온도로 시작하여 모델 내부를 지나며 출구(오른쪽)에 가까워질수록 상승하는 것을 볼 수 있다.

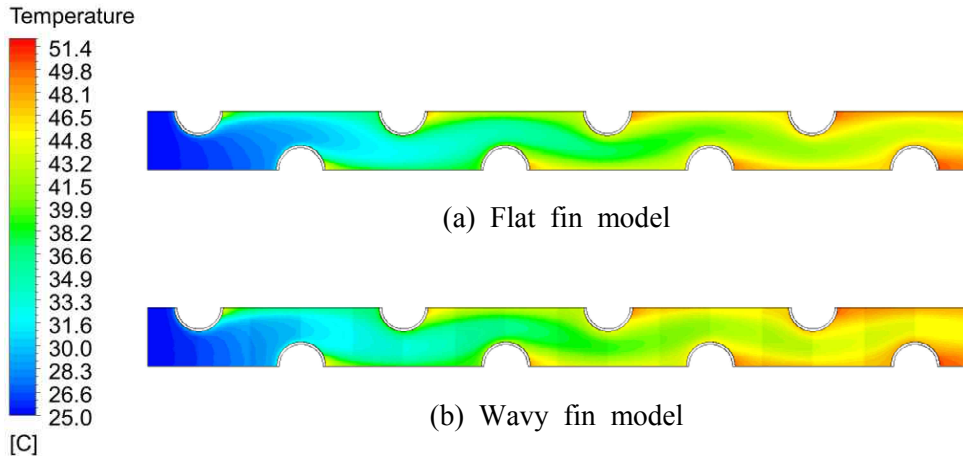


Figure 4.8 Temperature contour of the flat and the wavy fin analysis model, when the value of the inlet air velocity and is 3.31 m/s, and the fin pitch is 2.1 mm.

Figure 4.9는 해석모델 입구에 설정한 공기유속 변화에 대한 열전달률 변화를 나타낸 것이다 열전달률은 입구 공기속도가 증가할수록 상승하며, 형상에 따라 비교하면 파형 흰 모델이 평평한 흰 모델에 비해 약 3% 정도 큰 값을 보였다.

Figure 4.10은 입구 공기속도에 따른 압력강하량을 나타내며, 압력강하량 역시 입구 공기속도가 증가할수록 상승함을 알 수 있다. 흰 형상에 따라 비교하면 파형 흰 모델이 평평한 흰 모델에 비해 입·출구 간 유동 압력강하량이 크며, 두 흰 모델 간 그 값의 차이는 약 24% 정도이다.

Figure 4.11은 전열성능을 나타내는 인자 j (Colburn factor)와 압력강하량을 의미하는 f (Fanning friction factor) 간의 비를 입구 공기속도 변화에 대하여 나타낸 것이다. 두 인자 간 비는 입구 공기속도가 증가할수록 상승한다. j / f 비가 커지는 것은 방열기 모델 내 공기에 의한 전열성능이 입·출구 간 압력차에 비해 커지는 것을 의미하며, 결국 입구 공기속도가 증가하면 전열성능이 압력강하량에 비하여 향상됨을 나타낸다. 또한 j / f 비는 평평한 흰 모델이 파형 흰 모델에 비해 평균 약 25% 정도 큰 값을 나타낸다.

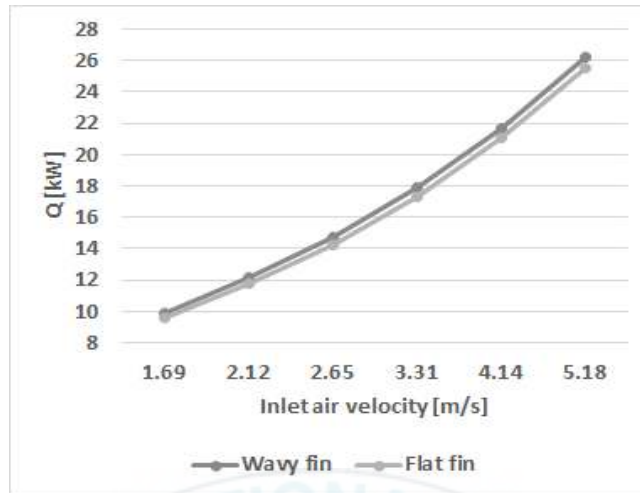


Figure 4.9 Change of the heat transfer rate of the flat and the wavy fin model, with the change of the inlet air velocity. (when the value of fin pitch is 2.1mm)

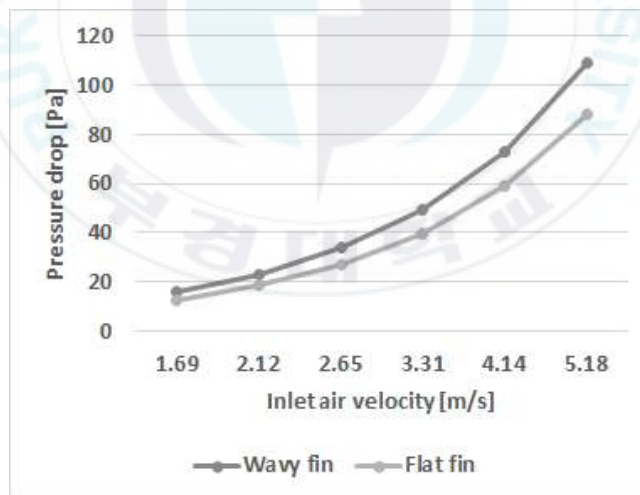


Figure 4.10 Change of the pressure drop between the inlet and the outlet of the flat and the wavy fin model, with the change of the inlet air velocity. (when the value of fin pitch is 2.1mm)

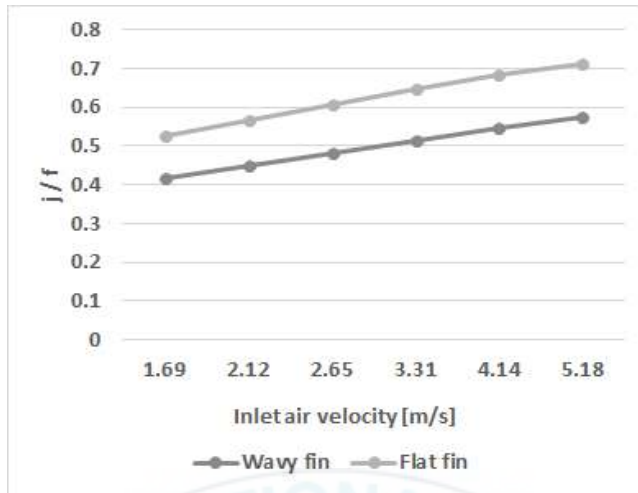


Figure 4.11 Change of the ratio of Colburn factor j and Fanning friction factor f of the flat and the wavy fin model, with the change of the inlet air velocity. (when the value of fin pitch is 2.1mm)

Fig. 4.9, Fig. 4.10, Fig 4.11의 결과를 비교해보면, 열전달률, 즉 전열성능에서는 파형 흰 모델이 평평한 흰 모델에 비해 다소 큰 값을 보이나, 전열성능과 압력강하를 함께 고려한 j/f 비에서는 평평한 흰 모델이 파형 흰 모델에 비해 그 값이 오히려 더 높은 것을 확인할 수 있다. 정량적으로는 평평한 흰 모델이 파형 흰 모델에 비해 평균 약 26% 정도 높은 j/f 비를 나타낸다.

4.3 흰 표면 위 편칭 형상의 영향

Fig. 3.6, Fig. 3.7의 기본 흰 모델 및 편칭 형상이 있는 열세 가지 흰 모델에 대한 온도장과 속도장을 주어진 유동조건에 대하여 수치해석을 통해 구하였다. Figure 4.12는 각 모델의 온도장을 나타낸 것이다. 초기온도 35°C로 각 해석모델 입구(각 그림의 왼쪽)로 들어간 작동유체(공기)는 모델을 통과하며 튜브 관으로부터 열을 전달받아 온도가 상승하여 출구(각 그림의 오른쪽)로 빠져나간다.

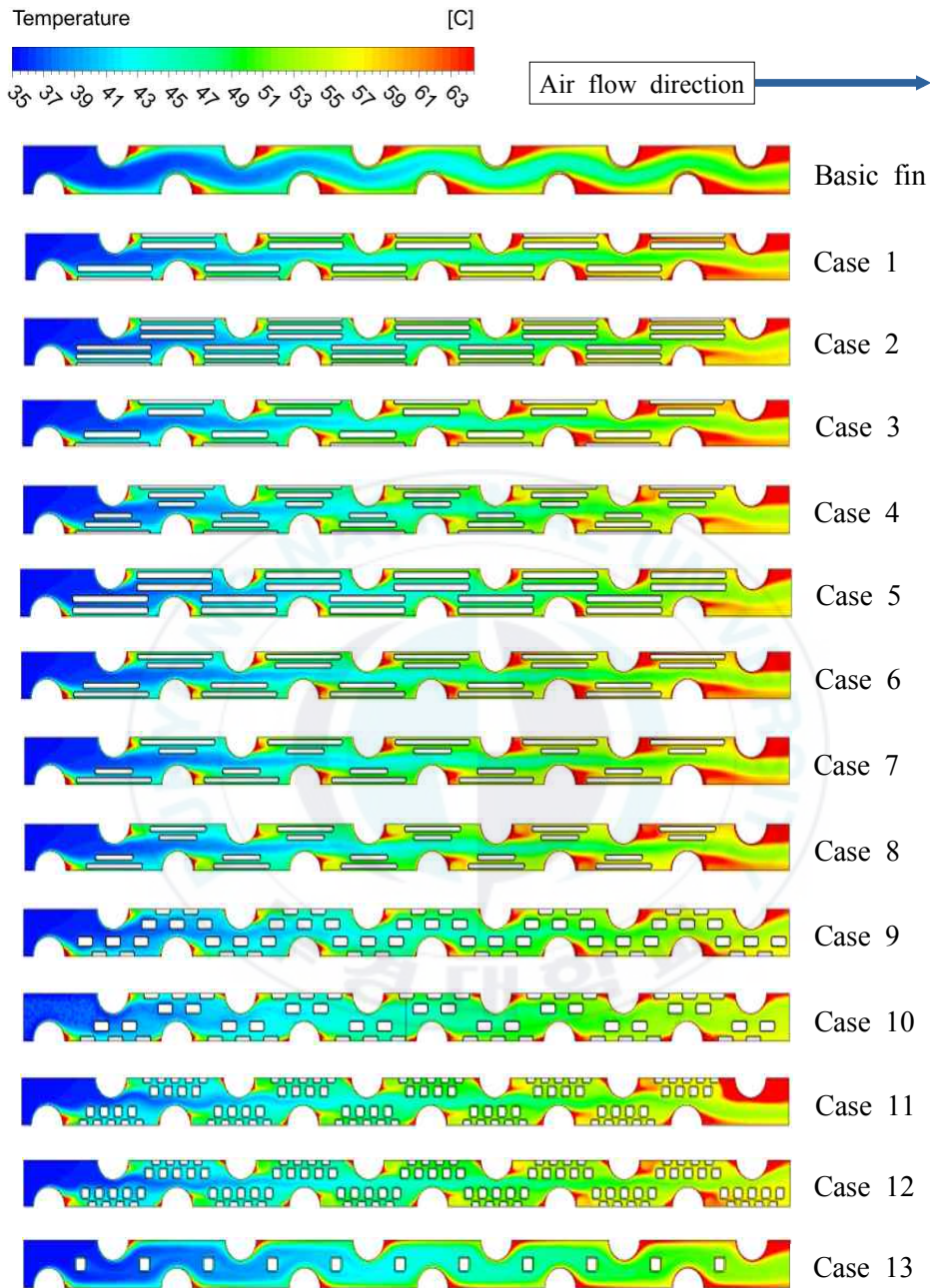


Figure 4.12 Temperature contour of basic fin and punched fin analysis models(Case 1~13), when the initial temperature of air at the inlet is 35°C.

Figure 4.13은 기본 흰 모델 및 편칭 형상이 있는 모델 내 유동의 입구와 출구에서의 온도 차를 나타낸 것이다. 출구에서의 유동 온도가 가장 높은 모델은 Case 11이다. 그 형상은 가로/세로 너비 비가 크지 않은 다수의 직사각형 편칭 형상이 유동 방향으로 각 튜브 관 사이에 밀집해 있는 형태이며, 흰 표면적 증가로 인한 열전달 효과가 뛰어나다고 판단된다. Case 12의 편칭 형상의 크기도 이와 동일하나, 그 배열방식이 약간 다르다. 그러나 이에 따른 출구에서의 유동의 온도 값은 약 3°C 이상의 큰 차이를 보인다. 각 모델 내 유동의 입구와 출구에서의 온도 차의 정량적인 값을 Table 4.5에 정리하였다.

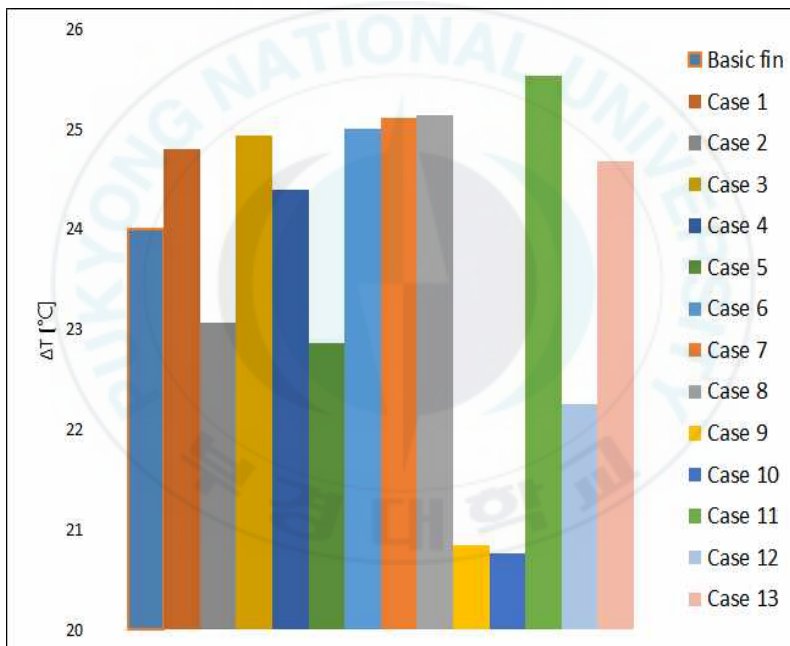


Figure 4.13 Temperature difference of the air flowing between the outlet and the inlet of the basic fin and punched fin analysis models (Case 1~13).

Table 4.5 Temperature difference of air flowing between the outlet and the inlet of the basic fin and punched fin analysis models. (Case 1~13)

Model	Basic fin	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5	Case 6
ΔT ($^{\circ}\text{C}$)	24.0	24.8	23.1	24.9	24.4	22.9	25.0
Model	Case 7	Case 8	Case 9	Case 10	Case 11	Case 12	Case 13
ΔT ($^{\circ}\text{C}$)	25.1	25.1	20.8	20.8	25.5	22.3	24.7

Figure 4.14는 기본 흰 모델 및 펀칭 형상이 있는 열세 가지 흰 모델 내 유동의 속도 벡터를 나타낸 것이다. 초기속도 3.66m/s로 각 해석모델 입구로 들어간 작동유체는 각 모델의 흰 위 펀칭 형상에 따라 다양한 유동 형태를 보이며 모델 내부를 지나 출구로 빠져나가며, 이 때 유체의 입구와 출구 사이 압력강하량은 흰 위 펀칭 형상에 따라 다르다.

기본 흰 모델 및 펀칭 형상이 있는 모델 내 유동의 입구와 출구에서의 압력강하를 Figure 4.15에 나타내었다. 해석모델 중 흰 위 펀칭 형상이 없는 기본 흰 모델이 가장 작은 압력강하 값을 보이며, 이 외의 펀칭 형상이 있는 열세 가지 케이스는 작동유체가 모델 내부를 지날 때 펀칭 형상에 의해 유동에 방해를 받으므로 압력강하량이 상승하게 된다. 각 모델에서 입·출구 사이 압력강하량의 정량적인 값을 Table 4.6에 정리하였다.

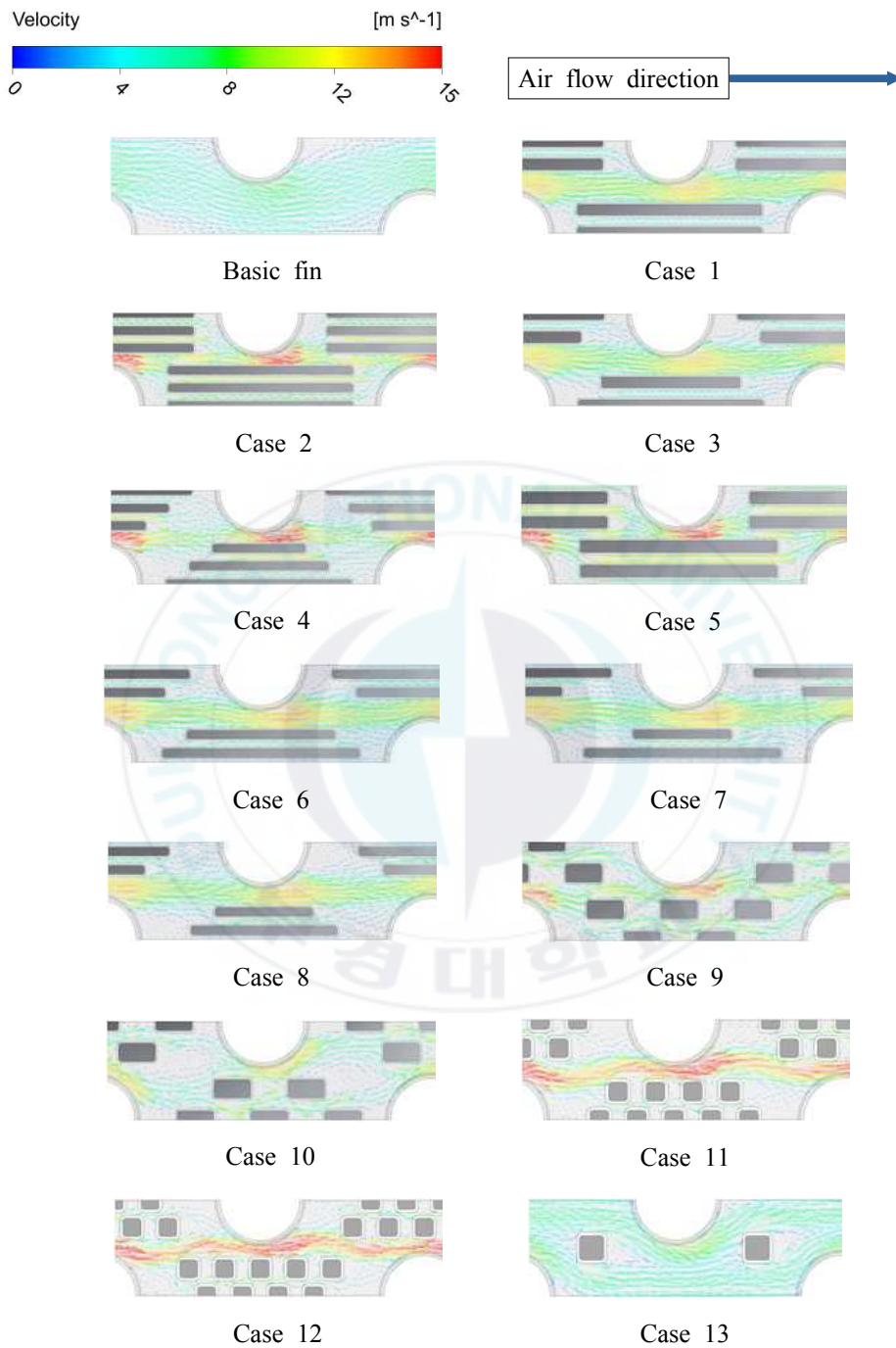


Figure 4.14 Velocity vector of the basic fin and punched fin analysis models(Case 1~13), when the inlet air velocity is 3.66 m/s.

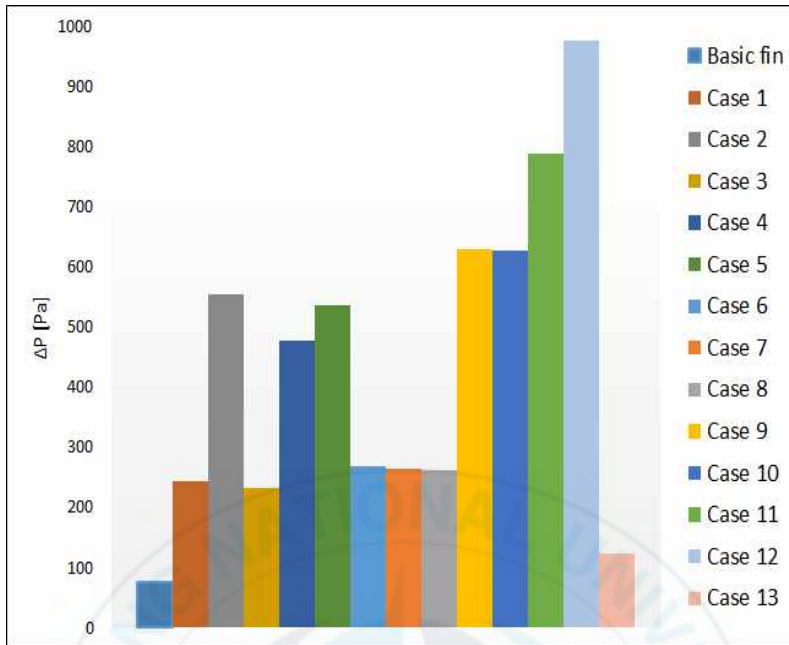


Figure 4.15 Pressure drop of air flowing between the inlet and the outlet of the basic fin and punched fin analysis models. (Case 1~13)

Table 4.6 Pressure drop of air flowing between the inlet and the outlet of the basic fin and punched fin analysis models. (Case 1~13)

Model	Basic fin	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5	Case 6
ΔP (Pa)	75	244	555	233	477	536	269
Model	Case 7	Case 8	Case 9	Case 10	Case 11	Case 12	Case 13
ΔP (Pa)	264	262	629	626	788	977	123

각 모델의 전열성능 및 압력강하량을 함께 고려한 j/f 비를 **Figure 4.17**에 나타내었다. 해석모델의 입·출구 간 온도차나 압력강하량 만을 각각 비교하였을 때에는 모델에 따라 그 값이 큰 차이가 났으나, 두 값을 함께 고려한 j/f 비에서는 모델에 따른 값이 어느 정도 비슷해지는 것을 볼 수 있다. 그리고 그 중 가장 높은 j/f 비를 보인 Case 4는 흰 위 펀칭 형상이 유동 방향으로 얹고 길며, 각 튜브 관 사이에서 피라미드형으로 배열되어 있는 형태이다. 이는 어느 수준의 전열 면적을 확보할 수 있으면서도 지나친 압력 강하량의 증가를 피할 수 있는 형태로, 본 논문에서 고려한 펀칭 형상이 있는 흰 모델 중 압력강하 대비 전열성능이 가장 우수한 케이스로 판단된다.

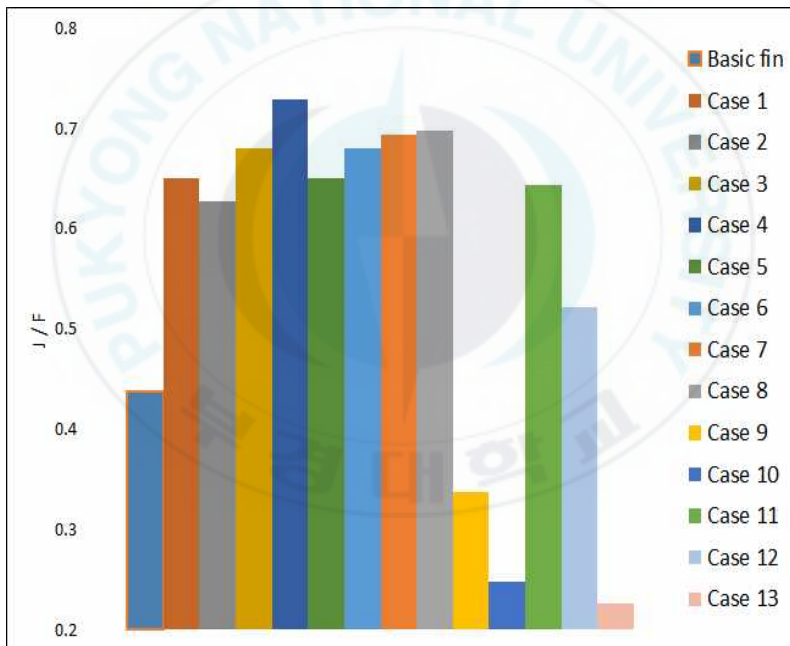


Figure 4.17 Ratio of Colburn factor j and Fanning friction factor f of the basic fin and punched fin analysis models (Case 1~13).

제 5 장 결 론

공기냉각식 환-튜브 형 방열기의 환 형상, 환 간격 및 입구 공기속도 변화에 따른 전열성능 변화를 알아보기 위해 수치해석 및 실험을 수행하여, 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 전열성능

- 입구 공기속도의 영향: 방열기 입구 공기속도가 커질수록 열전달률이 상승한다.
- 환 간 간격의 영향: 고려한 범위 내에서는 방열기 내 배열된 환 간 간격이 좁을수록 동일 체적 내 포함될 수 있는 환의 수가 늘어남에 따라 환에 의한 전열면적이 넓어져 열전달률이 상승한다.
- 환 자체 형상의 영향: 환이 과형일 때가 평평할 때에 비해 동일 체적 내에 포함될 수 있는 열전달 면적이 넓어짐으로 인해 열전달률이 더 크다.
- 환 표면 위 펀칭 형상의 영향: 고려한 케이스 중, 펀칭 형상에 의한 환 표면 확장이 가장 큰 케이스가 전열 면적 확장에 의한 열전달 효과가 가장 뛰어나다.

2. 압력강하량 대비 전열성능 (j / f 비)

- 입구 공기속도의 영향: 입구 공기속도가 커질수록 j / f 비가 커져 입구 공기속도가 빠를수록 유리하다.
- 환 간 간격의 영향: j / f 비는 환 간 간격이 좁을수록 커져 더 유리한 성능을 나타낸다.
- 환 자체 형상의 영향: 환이 과형일 때보다 평평할 때가 j / f 비가 26% 정도 더 높다. 그러나 환-튜브 형 방열기에 들어가는 얇은 평판 환의 경

우 환이 평평할 경우보다 파형일 경우가 강성 및 공간점유율 측면에서 더 뛰어나며, 필요한 동력 공급 조달이 가능하다면 파형 환을 사용하는 것이 유리할 것이라 판단한다.

- 환 표면 위 편칭 형상의 영향: 편칭 형상이 유동 방향으로 길고 가늘며 튜브 관 사이에 피라미드형으로 배열된 형태의 케이스가 어느 정도의 전열 면적을 확보할 수 있으면서도 지나친 압력 강하량 증가도 피할 수 있어 고려한 케이스들 중 j / f 비가 가장 큰 최적 케이스로 선정되었다.



사 사

신소재시스템공학과를 졸업하고 취업 준비를 하며 불안한 나날을 보내던 중, 어머니의 직장 동료이신 정현숙 선생님을 통해 전혀 연관도 없던 기계설계공학과 전산유체연구실의 이연원 교수님을 만나게 되었고, 유체 역학에 일절 지식도 없이 무작정 대체 에너지를 개발하는 것이 꿈이라 말하는 대책 없던 저를 조건 없이 받아주신 교수님 덕택에, 2년 반이 지난 지금 이렇게 제가 석사 학위 논문을 쓰고 있습니다. 학부 때의 전공 분야가 아닌 새로운 분야에서 대학원 과정 공부를 하며 난생 처음 연구실 생활을 하는 것이 결코 쉽지는 않았지만, 저와 같은 방을 쓰시며 제가 잘 모르는 것, 잘 못하는 것 하나하나 기꺼이 가르쳐주시고 배려해주신 최윤희 박사와 박영규 선배님을 비롯해서 연구실 생활의 활력이 되었던 전산유체연구실 내 선·후배님들, 그리고 같은 연구실은 아니지만 타 학과에서 온 저에게 너무나 따뜻하게 대해주신 기계설계공학과 내 여러 대학원생 선·후배님들께도 진심으로 감사의 말씀을 전하고 싶습니다. 그리고 석사 과정 생활 내내 피곤하고 바쁘다는 핑계로 집안일에 잘 신경도 못 쓰고 오히려 집에서 짜증내기 일쑤였던 딸을 늘 잘 참아주시고 피곤하다 전화하면 수시로 학교로 저를 데리러 와주셨던 부모님, 정말 사랑하고 감사합니다. 그리고 마지막으로 지금까지 저를 잘 참아주시고 이끌어주신 하나님, 앞으로도 늘 함께 해주실 하나님께 정말 감사하고 사랑합니다.

연구실적

- [1] 논문명: Fin이 부착된 용접 보조용 구리 엔드 탭의 열전달 특성 / 저자명: 최여명, 최윤환, 조상명, 이연원 / 저널명: 대한기계학회 추계학술대회 논문집 / 일시: 2014. 11.
- [2] 논문명: Characteristic of heat transfer of copper end-tab according to shape during welding process / 저자명: 최여명, 최윤환, 조상명, 이연원 / 저널명: Proceedings of International Symposium on Advanced Mechanical Power Engineering / 일시: 2014. 11.
- [3] 논문명: 맞대기 용접용 구리 엔드 탭의 형상에 따른 주위 열전달 특성 해석 / 저자명: 최여명, 최윤환, 조상명, 이연원 / 저널명: 한국가시화정보학회 학술대회 논문집 / 일시: 2014. 12.
- [4] 논문명: 맞대기 용접용 구리 엔드 탭의 형상에 따른 주위 열전달 특성 해석 / 저자명: 최여명, 최윤환, 조상명, 박정현, 이연원 / 저널명: 2015년도 한국마린엔지니어링학회 후기학술대회 논문집 / 일시: 2015. 10.
- [5] 논문명: 환-튜브 방열기 내 환 형상에 따른 방열성능 연구 / 저자명: 최여명, 최윤환, 박말용, Mohan Kumar Dey, 이연원 / 저널명: 대한기계학회 창립 70주년 기념 학술대회 논문집 / 일시: 2015. 11.
- [6] 논문명: Study on the heat discharging performance of the fin-tube

radiator with vortex Generator / 저자명: 최여명, 최윤희, Mohan Kumar Dey, 이연원 / 저널명: Proceedings of International Symposium on Advanced Mechanical Power Engineering / 일시: 2015. 11.

[7] 논문명: 흰-튜브 방열기 전열특성에 관한 수치해석적 연구 / 저자명: 최여명, 최윤희, 이연원 / 저널명: 2016년도 한국마린엔지니어링학회 전기 학술대회 논문집 / 일시: 2016. 6.

참 고 문 헌

[1] 맹재훈, 구병수, 전용두, 이금배. (2011). 핀 형상에 따른 폐열회수용 흰-튜브 열교환기의 성능분석. 설비공학논문집, 23(9), 627-632.

[2] 남기언, 오동욱, 송찬호, 윤석호, 이공훈, 김육중. (2011) 핀 형상에 따른 Plate-fin 열교환기의 열전달 및 압력 강하 특성에 관한 실험적 연구. 대한기계학회 춘추학술대회, 444-450.

[3] 유재환, 윤준규. (2013). 다양한 형상에 따른 타원형 흰-튜브 열교환기의 열전달 특성에 관한 수치해석. 대한기계학회 논문집 b권, 37(4), 367-375.

[4] 최병남, 풍익, 심현민, 김내현. (2013). 사인 웨이브 핀과 타원관으로

구성된 핀-관 열교환기의 공기측 성능. 설비공학논문집, 25(5), 279-288.

[5] Kundu, B., Das, P. (1997). Optimum dimensions of plate fins for fin-tube heat exchangers. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 18(5), 530-537.

[6] Jang, J., Wu, M., Chang, W. (1996) Numerical and experimental studies of three dimensional plate-fin and tube heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 39(14), 3057-3066.

[7] Wen, M., Ho, C. (2009). Heat-transfer enhancement in fin-and-tube heat exchanger with improved fin design. *Applied Thermal Engineering*, 29(5), 1050-1057.

[8] Tian, L., He, Y., Tao, Y., Tao, W. (2009) A comparative study on the air-side performance of wavy fin-and-tube heat exchanger with punched delta winglets in staggered and in-line arrangements. *International Journal of Thermal Sciences*, 48(9), 1765-1776.

[9] Tang, L., Zeng, M., and Wang, Q. (2009) Experimental and numerical investigation on air-side performance of fin-and-tube heat exchangers with various fin patterns. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 33(5), 818-827.

[10] Wu, J., Zhang, H., Yan, C. Wang, Y. (2012). Experimental study

on the performance of a novel fin-tube air heat exchanger with punched longitudinal vortex generator. *Energy Conversion and Management*, 57, 42-48.

- [11] Wu, J., Tao, W. (2011). Impact of delta winglet vortex generators on the performance of a novel fin-tube surfaces with two rows of tubes in different diameters. *Energy Conversion and Management*, 52(8), 2895-2901.
- [12] Li, J., Wang, S., Chen, J., Lei, Y. (2011) Numerical study on a slit fin-and-tube heat exchanger with longitudinal vortex generators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54(9), 1743-1751.
- [13] Du, Y., Wang, C. (2000). An experimental study of the airside performance of the superslit fin-and-tube heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43(24), 4475-4482.
- [14] Joardar, A., Jacobi, A. (2007). A numerical study of flow and heat transfer enhancement using an array of delta-winglet vortex generators in a fin-and-tube heat exchanger. *Journal of Heat Transfer*, 129(9), 1156-1167.
- [15] Pesteei, S., Subbarao, P., Agarwal, R. (2005). Experimental study of the effect of winglet location on heat transfer enhancement and

pressure drop in fin-tube heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 25(11), 1684-1696.

[16] Leu, J., Wu, Y., Jang, J. (2004). Heat transfer and fluid flow analysis in Plate-fin and tube heat exchangers with a pair of block shape vortex generators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47(19), 4327-4338.

[17] Torii, K., Kwak, K., Nishino, K. (2002). Heat transfer enhancement accompanying pressure-loss reduction with winglet-type vortex generators for fin-tube heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45(18), 3795-3801.

[18] Versteeg, H. K., Malalasekera, W. (2007). *An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method*. Pearson Education.

[19] 안혁진, 이상혁, 허남건, 박형준, 유해성 (2010). 덤플형 판형 열교환기의 유동 및 전열특성에 대한 수치해석. *설비공학논문집*, 22(3), 149-155.

[20] 이승재, 유미나, 손수덕. (2015.10). 얇은 파형강관의 전단이력거동에 관한 실험적 분석. *대한건축학회 논문집 - 구조계*, 31(10), 11-19.