



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

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

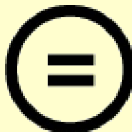
다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



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

R-134a를 이용한 Multi-Stream 플레
이트 핀 열교환기의 응축열전달 및 압력강
하 특성



2021년 2월

부경대학교 대학원

냉동공조공학과

이 선 근

공 학 석 사 학 위 논 문

R-134a를 이용한 Multi-Stream 플레 이트 핀 열교환기의 응축열전달 및 압력강 하 특성

지도교수 윤정인

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함.

2021년 2월

부경대학교 대학원

냉동공조공학과

이 선 근

이선근의 공학석사 학위논문을 인준함.

2021년 2월 19일



위 원 장 공학박사 최 광 환 (인)

위 원 공학박사 윤 정 인 (인)

위 원 공학박사 금 종 수 (인)

Contents

LIST OF FIGURES	III
LIST OF TABLES.....	V
ABSTRACT	VI
NOMENCLATURES	IX
제1장 서론.....	1
1.1 연구배경 및 목적	1
1.2 종래 연구	3
제2장 실험장치 및 실험방법.....	7
2.1 실험장치 구성 및 실험절차.....	7
2.2 계측장치 및 데이터수집.....	9
2.2.1 유량 측정장치.....	9
2.2.2 온도 측정장치.....	10
2.2.3 압력 측정장치.....	10
2.2.4 전력 측정장치.....	10

2.2.5 데이터 취득장치	11
2.3 데이터정리 및 분석.....	12
2.3.1 단상 열전달 실험의 데이터 정리.....	12
2.3.2 2-Stream응축열전달 실험의 데이터 정리.....	18
2.3.3 Multi-Stream 응축열전달 실험의 데이터 정리.....	22
제3장 Multi-stream PFHE의 R-134a 응축열전달 실험	25
3.1 물측 단상열전달계수 분석	25
3.2 2-StreamPFHE의 R-134a응축열전달성능특성.....	26
3.2.1 평균건도에 따른 응축열전달 성능특성	26
3.2.2 질량유속에 따른 응축열전달 성능특성	27
3.2.3 열유속에 따른 응축열전달 성능특성.....	29
3.2.4 포화압력에 따른 응축열전달 성능특성	31
3.2.5 PFHE의 R-134a 응축열전달 상관식	33
3.3 Multi-Stream 열교환기의 R-134a응축열전달성능	34
제4장 결론	36
참고문헌	38

List of Figures

Figure 1 Schematic diagram of multi-stream PFHE experimental apparatus	44
Figure 2 Multi-stream PFHE experimental apparatus.....	44
Figure 3 Schematic diagram and flow pattern of multi-stream PFHE.....	45
Figure 4 Diagram of primary area and fin area	45
Figure 5 Diagram of pressure drop parameter.....	46
Figure 6 Heat transfer mechanism of multi-stream PFHE	46
Figure 7 Schematic diagram of 2-stream heat transfer experiment	47
Figure 8 Heat balance validation of 2-stream experiment	47
Figure 9 Wilson plot chart 1.....	48
Figure 10 Wilson plot chart 2	48
Figure 11 Variation of condensation HTC by mass flow rate.....	49
Figure 12 Variation of frictional pressure drop by mass flow rate	49
Figure 13 Variation of condensation HTC by heat flux	50
Figure 14 Variatioin of frictional pressure drop by heat flux	50
Figure 15 Variation of condensation HTC by saturation pressure.....	51
Figure 16 Variation of frictional pressure drop by saturation pressure	51
Figure 17 Validation of 2-stream condensation HTC correlation	52
Figure 18 Schematic diagram of multi-stream heat transfer	52

Figure 19 Difference of condensation HTC between multi-stream and 2-stream heat transfer.....	53
Figure 20 Difference of frictional pressure drop between multi-stream and 2-stream heat transfer.....	53



List of Tables

Table 1 Multi-stream PFHE specification	54
Table 2 Specification of PFHE fin	54
Table 3 Specification of mass flow meter	55
Table 4 Specification of water flow meter	55
Table 5 Specification of T-type thermocouple	55
Table 6 Specification of pressure transmitter	56
Table 7 Specification of power meter	56
Table 8 Specification of data logger	57
Table 9 Condition and range of single phase experiment	57
Table 10 Experimental range of 2-stream condensation heat transfer	57
Table 11 Experimental condition/range of multi-stream condensation heat transfer	58

Condensation Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Multi-stream Plate Fin Heat Exchanger using R-134a

Sun Geun Lee

Department of Refrigeration and Air-Conditioning Engineering, The
Graduate School, Pukyong National University

Abstract

Recently, there has been a growing interest in environmental issues worldwide, and as a result, high efficiency in the energy use has become important. The use of energy in many industries involves the heat exchange of fluids, which essentially use a heat exchanger. Among the heat exchangers, plate-fin heat exchangers have a wide heat transfer area compared to the same volume of other heat exchangers, and fin type can be selected according to the user's purpose, making them suitable for high-efficiency heat exchangers, and so many studies have been conducted on the heat transfer performance characteristics of fluids in PFHE. Especially, condensation and evaporation heat transfer studies have been conducted for several fin types with respect to the heat transfer performance characteristics of two-phase flow. However, while research on multi-stream has been conducted on the sizing and analysis of fin efficiency of heat exchangers, there is a lack of research on heat transfer performance in the two-phase flow. In the case of multi-stream heat transfer, the heat flux varies depending on the area of heat transfer, which can cause a difference from the two-stream heat transfer with the same heat flux on all sides. In this study, the 2-stream condensation heat transfer performance and multi-

stream condensation heat transfer performance of R-134a in PFHE were studied, and based on this results, the condensation heat transfer performance changes when the heat flux varies was analyzed. Condensation heat transfer performance was analyzed using mean quality, mass flux, heat flux and saturation pressure as independent variables, and the results are as follows.

The increase in mean quality increases the turbulence effect of the flow, and increases the kinetic energy per unit volume of the fluid, which tends to increase the condensation heat transfer coefficient and pressure drop.

The increase in mass flux also increases the turbulence effect of flow and the velocity of refrigerant, and the condensation heat transfer coefficient and pressure drop are confirmed to increase with the increase in mass flow rate.

The increase in heat flux means an increase in heat transfer performance per heating area of the refrigerant and other fluids, and the increase in the proportion of liquids increases the viscosity of the two-phase refrigerant, which also increases the pressure drop.

In the case of saturated pressure, increased saturation pressure causes an increase in the thickness of the liquid layer and a decrease in the bubble size, thereby reducing the turbulent effect of the flow. Consequently, condensation heat transfer coefficients and pressure drops tended to decrease with increasing saturation pressure.

Based on the above experimental results, the performance characteristics of Multi-Stream condensation heat transfer and 2-Stream condensation heat transfer were compared. As a result, the multi-stream condensation heat transfer performance under the same conditions with the same total heat flux is slightly higher than the 2-Stream condensation heat transfer performance. This is due to the change in flow patterns caused by the occurrence of heat flux on the surface of the insulation condition during the 2-Stream condensation heat transfer experiment.

In conclusion, in this experiment, condensation heat transfer performance in PFHE was analyzed according to mean quality, saturation pressure, mass flux and heat flux, and the results were not much different from the general condensation heat transfer performance experiment results. In the case of multi-stream heat transfer, condensation heat transfer performance and pressure drop are slightly higher than 2-stream condensation heat transfer due to differences of heat flux conditions in 2-stream heat transfer. This experimental results is thought to be available as basic design data for condensation heat transfer performance in PFHE and multi-stream heat transfer.



Nomenclatures

$\dot{q}$	: Heat flux	[W/m ²]
Q	: Heat capacity	[W]
$\dot{m}$	: Mass flow rate	[kg/s]
$\dot{G}$	: Mass flux	[kg/m ² s]
T	: Temperature	[°C]
ΔT	: Temperature difference	[°C]
C_p	: Specific heat at constant pressure	[J/kg°C]
A	: Area	[m ²]
P	: Pressure	[Pa]
ΔP	: Pressure difference	[Pa]
U	: Overall heat transfer coefficient	[W/m ² K]
m	: Fin characteristic parameter	[m ⁻¹]
h	: Fin height	[m]
t	: Thickness	[m]
k	: Thermal conductivity	[W/mK]
Re	: Reynolds number	[-]
Pr	: Prandtl number	[-]
D_h	: Hydraulic diameter	[m]
Nu	: Nusselt number	[-]
x	: Quality	[-]
H	: Specific enthalpy	[kJ/kg]
L	: Length	[m]

Greek symbols

ρ	: Density	[kg/m ³]
ν	: Specific volume	[m ³ /kg]
η	: Efficiency	[-]
α	: Convection heat transfer coefficient	[W/m ² K]
μ	: Viscosity	[Pa * s]

Subscript

w	: Water
r	: Refrigerant
i	: Inlet
o	: Outlet
f	: Fin
P	: Primary
c	: Cross sectional
F	: Frictional
t	: Total
LMTD	: Logarithmic mean temperature difference
c	: Cold side
h	: Hot side
C	: Cross sectional
IH	: Inlet header
OH	: Outlet header
a	: Acceleration
AB	: From A to B side

제1장 서론

1.1 연구배경 및 목적

최근 세계적으로 환경문제가 대두되고 있으며, 이를 해소하기 위하여 에너지 이용분야의 고효율화에 대한 관심이 높아지고 있다. 에너지를 이용하는 산업분야에서 유체 간의 열교환은 필연적으로 수반되는 현황이며, 이와 관련하여 열교환기의 고효율화가 중요해지고 있다.

열교환기에는 Shell & Tube Type, Plate Type, Plate-Fin Type 등 여러 종류의 열교환기 형식이 존재한다. 이 중 Plate-Fin 열교환기는 타 열교환기에 비하여 동일 용적 대비 넓은 전열면적을 가지며, 이로 인한 경량화 및 소형화가 가능하여 고효율 열교환기로써 각광받고 있다. 또한 열교환유로가 2개인 2-Stream 열교환 이외에도 3가지 이상의 유체가 동시에 열교환하는 Multi-Stream 열교환기의 설계가 용이하며, 사용자의 목적 및 목표성능에 따라 Plain, Offset, Wavy, Perforated 등의 여러가지 Fin Type이 존재하기 때문에 유동적인 열교환기 설계가 가능한 장점이 있다. 이와 같은 특징으로 인하여 Plate-Fin 열교환기는 초저온 분야, 암모니아 생산, HVAC, Aircraft 등의 여러 분야에서 이용되고 있으며, 그 수요가 증가하는 추세이다.

이러한 Plate-Fin 열교환기에 대하여 대류열전달계수가 알려진 경우의 열교환기 Sizing 및 2-Stream 열전달성능에 대해 많은

연구가 이루어져왔으나, Multi-Stream 열교환기에 대한 응축열전달성능에 관한 종래 연구는 부족한 실정이다. 응축열전달의 경우 전열면의 열유속에 따라 성능이 변화하는 것으로 알려져 있다. 이때, 일반적인 2-Stream 열교환기의 경우 전열면이 모두 일정한 열유속을 가지게 되지만, Multi-Stream 열교환기의 경우 전열면에 따라 열유속이 변화하게 되어 응축열전달성능에 차이가 발생할 수 있다. 본 연구에서는 위와 같은 응축열전달성능의 특징에 착안하여, R-134a를 작동유체로 하여 Plate-Fin 열교환기에서의 응축열전달성능을 분석하고자 하였다. 우선적으로 Plain-fin이 적용된 Plate-Fin 열교환기의 2-Stream 응축열전달성능을 분석하였으며, 이를 토대로 Multi-Stream 열교환기의 응축열전달성능과 비교 및 분석을 진행하였다. 이를 통하여 Plate-Fin 열교환기 내에서의 R-134a 응축열전달성능과 Multi-Stream과 2-Stream에서의 열전달성능 차이에 관한 기초 연구자료를 제공하는 것이 본 연구의 목적이다.

1.2 종래연구

Plate-Fin 열교환기에 대한 관심이 세계적으로 증가하고 있으나, 앞서 언급한 바와 같이 Multi-Stream 열교환기 내의 응축열 전달특성에 관한 연구는 미흡한 실정이다. 이에 반해 2-Stream 응축열전달에 관련된 연구와 Multi-Stream PFHE의 설계에 관한 연구는 활발히 이루어져왔다.

우선적으로 2-Stream 2상구간 열전달성능에 관한 연구와 PFHE에 관한 국내외연구들은 다음과 같다.

Kays. et al[1]은 Plate-fin 열교환기의 여러가지 형상의 Fin에 대하여 Colburn j factor 및 마찰압력강하계수인 f factor에 대하여 연구하였으며, 이에 관한 상관식을 제안하였다. 하지만 이 데이터들은 단상 구간의 열전달 및 압력강하에 대하여 적용가능하며, 2상 구간에대한 적용이 힘들다는 단점이 있다.

Hu et al.[2]은 프란틀 수가 열전달계수에 큰 영향을 미치며, 이에 따라 같은 단상 열전달계수일지라도 Gas와 Liquid의 상관식이 다를 수 있음을 시사하였다. 그 결과로 단상 열전달계수를 구하기 위하여 Wilson Plot 법을 이용 시 목적에 따라 Gas와 Liquid의 상관식을 구분하여 도출하여야 한다.

Amaranatha Raju et al.[3]은 Wavy fin PFHE에서의 R-134a 증발열전달 및 압력강하 특성을 분석하였다. 위 연구에서 단상열 전달계수의 도출을 위하여 Wilson Plot 법을 적용하였으며, 도출된 단상열전달계수를 이용하여 증발열전달계수를 구하였다. 그 결과 증발열전달계수는 건도, 질량유속, 열유속이 증가함에 따라 함

계 증가하는 경향을 보였으며, 압력강하의 경우 건도와 질량유속의 증가에 따라 증가하지만, 열유속의 변화와는 무관하였다. 또한, 응축열전달계수의 실험결과는 기존에 제시된 상관식에 비하여 높은 값을 가짐을 확인하였으며, 이를 통하여 종래의 상관식은 실제 실험조건에 따라 정확한 예측이 어려우며, 실험조건에 따라 정확한 상관식이 필요함을 확인하였다.

Sakamatapan et al.[4]은 Multiport mini-channels 내의 R-134a 응축열전달 특성에 관하여 분석하였다. 변수로써 질량유속, 열유속, 포화압력 뿐 아니라 열교환기의 기하학적 형상에 따라 달라지는 수력직경의 변화에 따른 열전달 성능을 분석하였으며, 그 결과 냉매유동은 대부분 환상류를 형성하였으며, 응축열전달계수는 질량유속, 열유속의 증가에 따라 함께 증가하는 경향을 보였으며, 포화압력의 증가에 따라 감소하는 경향을 보였다. 또한 수력직경이 작을수록 열전달계수는 증가하는 것을 확인하였으며, 실험결과가 종래 상관식과 40%의 오차범위 내에서 일치함을 확인하였다.

Yan et al.[5]은 판형 열교환기 내에서 R-134a에 대한 응축열전달 및 압력강하에 대한 연구를 진행하였다. 그 결과로 응축열전달계수는 일반적으로 건도, 질량유속, 열유속이 증가함에 따라 함께 증가하는 경향을 보였으며, 압력강하의 경우 건도와 질량유속에 따라 증가하는 경향을 보이나, 포화압력의 변화로부터 받는 영향이 미미함을 확인하였다. 특히, 저건도 영역에서는 응축열전달계수가 질량유속, 열유속, 포화압력의 변화에 영향을 덜 받음을 확인하였으며, 일반적인 경향과 다른 역전구간이 발생함을 확인하였다. 또한, 실험데이터를 토대로 열전달 및 압력강하상관식을 제시하였

으며, 같은 조건의 원형관상관식과 비교하였을 때, 제시된 상관식의 열전달계수가 원형관에 비하여 더욱 높음을 확인하였다.

Yoo et al.[6]은 LNG FPSO 액화공정에 적용되는 PFHE에 관하여 실험 및 시뮬레이션을 통해 응축열전달 특성을 분석하였다. 응축열전달계수는 Serrated, Wavy, Plain fin 순서로 높게 나타남을 확인하였으며, 실험결과와 시뮬레이션 결과의 오차범위가 12% 미만으로 시뮬레이션 결과의 신뢰성을 확보하였다.

다음으로 Multi-StreamPFHE에 관한 종래연구들은 다음과 같다.

Prasad[7]은 핀 양단에 서로 다른 온도가 형성된 경우, 즉 Multi-Stream 열교환을 하는 경우에 대하여 Fin을 통한 열전달의 이론적 모델링을 행하였다. 결과적으로 Multi-Stream 열교환기에서 열전달 모델은 Fin 양단의 온도차에 따라 Fin을 통한 가로지르는 열전달이 발생할 수 있으며, 이에 따라 일반적인 Fin 효율과는 다른 식을 적용하여야 함을 확인하였다. 또한 Prasad[8]은 이전의 연구결과를 토대로 Multi-Stream PFHE의 Rating을 위한 알고리즘을 개발하였으며, 열교환기의 물성치에 따라 열전달에 끼치는 영향의 정도를 확인하였다. 이에 더하여 본 연구에서는 단순화를 위하여 Fin 양단의 온도차가 미치는 영향을 고려하지 않은 경우와 고려한 경우의 시뮬레이션 결과를 분석하였으며, 열교환기의 유동영역에서는 Fin의 양단 온도차가 Rating 결과에 미세한 영향을 끼치나, 유동이 일어나지 않는 Dummy 영역에서는 유의미한 차이를 보였다.

Wang et al.[9]은 단상 열전달의 경우, j 및 f factor가 Re 에 관

한 함수로써 나타나는 점에 착안하여 대류열전달계수가 알려진 경우에 대하여 Multi-Stream PFHE의 설계법을 제시하였다. 이 때, 설계를 위하여 유체 간의 최소 온도차를 계산하여 설계에 반영 및 활용하는 Pinch Technology를 적용하였으며, 기존에 산업에서 이용되고 있던 Multi-Stream 열교환기에 설계 방법을 적용하여 Case Study를 진행하였다. 그 결과 제시한 설계 방법이 Multi-Stream PFHE의 설계에 적절함을 확인하였다.

이상의 연구결과들을 정리하면 기존의 2-Stream 2상 열전달에 관한 연구는 활발히 이루어져왔으며, Multi-Stream 열교환기의 이론적 해석 또한 이루어졌음을 알 수 있다. 또한 대류열전달계수가 알려진 경우, Multi-Stream PFHE의 설계를 위한 알고리즘 및 설계법에 관한 연구가 진행된 상황이다. 하지만 Multi-Stream 열교환기 내의 응축열전달 특성에 관한 연구가 없는 실정이며, 이로 인하여 PFHE의 설계에 어려움이 있을 것이라 사료된다. 따라서 본 연구에서는 Multi-Stream PFHE에서의 응축열전달에 관한 실험을 진행하였으며, 그 결과를 2-Stream 열전달특성과 비교 및 분석하였다.

제2장 실험장치 및 실험방법

2.1 실험장치 구성 및 실험절차

Figure 1은 Multi-Stream PFHE 내 R-134a의 응축열전달성을 측정하는 실험장치의 개략도를 나타내고 있으며, 본 실험장치는 1개의 냉매측 라인과 2개의 물측 라인으로 구성된다.

Figure 1의 푸른 색 라인은 고온유체(R-134a)측 라인을 나타내고 있으며, 고온유체는 인버터가 내장된 마그네틱 기어펌프를 통하여 사이클을 순환하고, 인버터를 통하여 유량조절이 가능하도록 하였다. 또한 냉매를 2상 구간 혹은 포화증기로 만들기 위하여 7.5 kW급의 히터를 설치하여 충분한 가열이 가능하도록 하였으며, 히터의 출력은 Slide-AC를 통하여 전압 조절을 통해 제어 가능하도록 하였고, 디지털 파워미터를 통하여 히터의 출력을 확인하였다. 히터를 통하여 가열된 냉매는 열교환기에서 저온유체(물)에 의하여 일정량 냉각되며, 이후 설치된 판형 열교환기와 수액기 내의 열교환기를 통하여 과냉각되어 수액기에 저장된다. 이 때 판형 열교환기와 수액기 내 열교환기에는 Brine Chiller로부터 공급된 Brine이 순환하며, Brine의 유량을 조절하여 냉매 측 시스템 압력을 조절할 수 있도록 하였다. 또한 데이터 수집을 위하여 수액기 후단, 히터 전단, 열교환기 전/후단에 각각 압력센서와 열전대를 설치하였으며, 기어펌프 후단에 냉매 유량 측정을 위하여 질량 유량계를 설치하였다. 추가적으로 열교환기를 통과하며 발생하

는 차압을 정확하게 측정하기 위하여 열교환기 전/후단의 차압을 측정하는 차압계를 설치하였다. 원활한 실험의 진행을 위하여 펌프 전단에 필터 드라이어를 설치하였으며, 펌프 흡입측 및 열교환기에서의 고온유체 상태를 확인하기 위하여, 펌프 전단과 열교환기 전/후단에 사이트글래스를 설치하였다. 전체 Test line은 외부 방열로 인한 오차를 방지하기 위하여 단열을 통해 주위로의 열손실을 차단하였다.

Figure 1의 붉은 색과 노란 색 라인은 저온유체(물)측 라인을 나타내고 있으며, 펌프를 통해 물이 순환하며, 고온유체로부터 가열된 물의 냉각을 위하여 각 라인에 냉각기를 설치하여 물의 온도가 일정하게 유지될 수 있도록 하였다. 또한 물측 유량의 조절은 펌프와 연결된 인버터와 펌프 후단의 밸브를 통하여 이루어질 수 있도록 하였다. 저온유체 측 라인의 데이터 수집을 위하여 열교환기 입/출구 측에 열전대를 설치하였으며, 열교환기로 흐르는 유량의 측정을 위하여 열교환기 전단에 수유량계를 설치하였다.

Figure 2는 본 실험에 이용된 실제 실험장치를 나타낸다.

Figure 3과 Table 1은 실험에 이용된 Multi-Stream PFHE의 개략도 및 사양을 나타내고 있다. 열교환기는 Plain-fin을 통하여 유체 간의 열교환이 이루어지며, 고온유체와 저온유체는 대향류로 열교환이 이루어진다. 또한 적층구조는 C-A-B-A-B-C 구조로 A-B 라인만 이용할 경우 2-Stream 열교환 실험을, 모든 라인을 이용할 경우 Multi-Stream 실험이 가능하도록 설계하였다. 이 때, 열교환기의 유효길이는 80 mm, 유효 폭은 40 mm 이며, Fin의 사양은 Table 2와 같다.

2.2 계측장치 및 데이터 수집

Multi-Stream PFHE에서의 열전달 및 압력강하성능특성을 평가하기 위하여 열교환기 입출구의 고온유체 및 저온유체의 상태를 계측할 수 있어야 한다. 이러한 계측을 위하여 본 실험에서는 유량 측정장치, 온도 측정장치, 압력 측정장치, 전력 측정장치, 데이터 취득장치 등을 이용하여 데이터를 수집하였다.

2.2.1 유량 측정장치

고온유체(냉매)의 유량을 측정하기 위하여 지구의 자전 효과로 인하여 발생하는 코리올리 효과를 이용하여 질량유량을 측정하는 코리올리 질량유량계를 이용하였다. 이 때, 질량유량계는 유량 값에 비례하는 신호(DC 4-20 mA)를 출력하며, 출력신호는 데이터 수집장치에서 유량값으로 변환되어 표기된다. 상세한 제원은 Table 3과 같다.

저온유체(물)의 유량은 유량계 내에 블레이드가 있으며, 블레이드의 회전속도를 통하여 체적유량을 측정하는 터빈 유량계를 이용하였다. 터빈 유량계 또한 질량유량계와 마찬가지로 유량 값에 비례하는 4-20 mA 신호를 출력하며, 데이터 수집장치에서 유량 값으로 변환하여 표기하도록 하였다. 상세한 사양은 Table 4에 나타내었다.

2.2.2 온도 측정장치

실험 시 열교환기 입출구에 T-type 열전대를 사용하여 물과 냉매의 온도를 측정하였다. 열전대의 상세한 사양은 Table 5와 같다.

2.2.3 압력 측정장치

고온유체(냉매)측의 시스템 압력과 열교환기입출구의 압력을 측정하기 위하여 압력변환계를 펌프 전/후단, 열교환기입출구 측에 설치하였으며, 열교환기 입출구의 정확한 차압을 측정하기 위하여 차압계를 설치하였다. 압력변환계와 차압계는 직류전원 공급장치(DC power supply)를 통하여 전원을 공급받으며, 4-20 mA의 전류를 출력신호로 가지므로, 데이터 수집장치에 저항과 병렬로 연결하여 전압으로 변환된 데이터를 수집하였다. 압력 측정장치들의 사양은 Table 6과 같다.

2.2.4 전력 측정장치

히터의 소요전력 측정은 냉매의 열교환기 입구 건도를 결정하기 때문에 필수적이다. 따라서 디지털 파워미터를 설치하여 히터에서 냉매측으로 공급한 전력을 측정하였으며, 그 사양은 Table 7과 같다.

2.2.5 데이터 취득장치

각 측정장치들의 출력신호는 데이터 취득장치를 통하여 기록하였다. 이 때, 개인용 컴퓨터를 이용하여 데이터 취득장치로부터 데이터를 저장하였으며, 각 데이터는 2초간격으로 정상상태에서 약 10분간 수집하였다. 데이터 취득장치의 사양은 Table 8에 나타내었다.



2.3 데이터 정리 및 분석

실험데이터는 단상열전달 실험, 2-Stream 응축열전달 실험, Multi-Stream 응축열전달 실험으로 구분하여 취득하였으며, 각 실험에서의 데이터 정리는 다음과 같이 진행하였다.

2.3.1 단상열전달 실험의 데이터 정리

물측 열전달계수 상관식을 구하고, 데이터의 신뢰성 확보를 위하여 단상 열전달 실험을 진행하였으며, 그 데이터 정리 및 분석은 다음과 같이 진행하였다.

진행한 실험의 Energy balance검증을 위하여 단상 실험에서의 물과 냉매 간의 열교환량을 비교하였으며, 물과 냉매의 얻거나 잃은 열량은 다음과 같이 계산하였다.

$$Q_w = \dot{m}_w C_{pw} (T_{wo} - T_{wi}) \quad (1)$$

$$Q_r = \dot{m}_r C_{pr} (T_{ri} - T_{ro}) \quad (2)$$

식 (1)과 (2)로부터 계산한 물과 냉매 측의 열량으로부터 총괄열전달 관계식에 이용되는 Q 를 정의한다.

$$Q = (Q_r + Q_w)/2 \quad (3)$$

식 (3)의 Q 를 이용하여 단상 실험에서의 총괄열전달계수는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q = UA\Delta T_{LMTD} \quad (4)$$

식 (4)에서 ΔT_{LMTD} 는 대수평균온도차로 다음 식으로 구하였다.

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{[(T_{ri}-T_{wo})-(T_{ro}-T_{wi})]}{\ln[(T_{ri}-T_{wo})/(T_{ro}-T_{wi})]} \quad (5)$$

식 (4)의 A 는 총 전열면적으로 핀효율을 고려하여 다음과 같이 계산하였다.

$$A = A_p + \eta_f A_f \quad (6)$$

Figure 4에 나타난 바와 같이 식 (6)에서 A_p 은 전열면적 중 Fin을 포함하지 않은 전열면적이며, A_f 는 Fin의 전열면적을 의미한다. 또한 핀효율 η_f 는 다음 식으로 구하였다.

$$\eta_f = \frac{\tanh(mh)}{mh} \quad (7)$$

$$m = \left(\frac{2\alpha}{k_f t}\right)^{0.5} \quad (8)$$

식 (4)의 U 는 총괄열전달계수로 고온유체 측과 고온유체 측의 대류 열저항과 전열관의 전도 열저항을 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$U = 1 / \left(\frac{1}{\alpha_c} + \frac{t_{wall}}{k_{wall}} + \frac{1}{\alpha_h} \right) \quad (9)$$

유체 측의 대류열전달계수를 구하기 위해서 열교환기의 표면 온도가 필요하나, PFHE의 경우 열교환기 표면 온도를 직접 측정하기가 불가능하다. 따라서 Fernandez-Seara et al.[10]이 제안한 Modified Wilson plot 법을 이용하여 유체 측의 대류열 전달계수를 구하였다.

Wilson plot method는 열저항 개념을 기반으로 도입된 대류열 전달계수를 구하는 방법 중 하나이다. 이는 한쪽 유체의 유량이 일정하고 다른 쪽 유체의 유량이 변할 때, 전체 열저항의 변화는 유량의 변화가 있는 유체와 관련되어있으며, 유량변화가 없는 유체와는 무관하다는 사실에 기반하여 도입되었다. 또한 이를 위하여 유량의 변화가 없는 측의 열전달 특성이 동일하다고 가정한다. 이와 같은 Wilson plot method를 다음과 같은 과정을 통하여 적용하였다.

우선 Fernandez-Seara et al.[11]을 참고하여 h_c 의 기본형태는 다음과 같이 정하였다.

$$\alpha_c = \frac{k_c}{D_h} C_1 Re_c^n Pr_c^{1/3} \quad (10)$$

여기서 Re 는 레이놀즈 수로 점성력 대비 관성력을 나타내며, 유동의 형태, 즉 층류와 난류를 구분하는 인자로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Re = \frac{\dot{G}D_h}{\mu} \quad (11)$$

또한 Pr 은 프란틀 수이며, 열 확산과 운동량 확산의 비를 나타내며, 강제대류에서 유체의 열전달 특성을 고찰할 수 있는 인자로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \quad (12)$$

이후 대류열전달 관계식의 선형화를 위한 과정은 다음과 같다.

$$\frac{t_t}{k_{wall}} + \frac{1}{h_h} = C_2 \quad (13)$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{C_1} \times \frac{1}{\frac{\lambda_c}{D_h} Re_c^n Pr_c^{1/3}} + C_2 \quad (14)$$

$$y_1 = \frac{1}{U} \quad (15)$$

$$x_1 = \frac{1}{\frac{k_c Re_c^n Pr_c^{1/3}}{D_h}} \quad (16)$$

$$y_1 = \frac{1}{C_1} \times x_1 + C_2 \quad (17)$$

이상의 과정으로부터 주어진 관계식의 선형화가 가능하나, 회귀분석을 통하여 새로운 n의 도출이 불가능하다. 따라서 다음 과정을 통하여 선형관계식을 만든다.

식 (12)로부터 다음을 유도할 수 있으며, 이후 선형화 과정은 다음과 같다.

$$\left(\frac{1}{U} - C_2\right) \times \left(\frac{k_c}{D_h} Pr_c^{\frac{1}{3}}\right) = \frac{1}{C_1 Re_c^n} \quad (18)$$

$$y_2 = \frac{1}{C_1 Re_c^n} \quad (19)$$

$$\ln(y_2) = -\ln(C_1) - n \times \ln(Re_c) \quad (20)$$

$$Y_2 = \ln(y_2) \quad (21)$$

$$X_2 = \ln(Re_c) \quad (22)$$

$$Y_2 = -n \times X_2 - \ln(C_1) \quad (23)$$

이상의 관계식으로부터 C_1 과 n 을 도출하기 위하여 회귀분석 및 반복계산을 진행해야 하며, 그 과정은 다음과 같다.

- 1) 초기값 n 을 설정하고 식 (15)에 회귀분석 과정을 적용하여 C_1 과 C_2 를 도출한다.
- 2) 도출된 C_2 를 식 (16)에 대입하여 새로운 Y_2 를 구하고, 식 (21)에 회귀분석 과정을 적용하여 새로운 n 을 도출한다.
- 3) 새로운 n 에 대하여 1)~2)의 과정을 반복하며, 갱신된 n 과 이전의 n 사이의 차이가 0.01 이하가 될 때까지 과정을 반복한다.

이상의 과정을 통하여 무차원 열전달계수인 Nu 의 상관식을 얻을 수 있으며, 이 때 Nu 는 유체의 열전도도, 대류 열전달계수, 수력직경을 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Nu = \frac{\alpha D_h}{k} \quad (24)$$

2.3.2 2-Stream 응축열전달 실험의 데이터 정리

응축열전달 실험의 경우 2.3.1 절에서 구한 물 측 Nu 상관식을 이용하여 열전달계수를 구하고 식 (9)를 이용하여 R-134a 측의 열전달계수를 도출하였다. 이 때, 응축온도 및 응축압력은 열교환기 내의 온도와 압력에 해당하는 값의 포화온도 및 포화압력으로 가정하였으며, 열교환기의 입구건도 및 출구건도는 다음과 같은 과정을 통하여 구하였다.

$$Q_{heater} = Q_{sensible} + Q_{latent} \quad (25)$$

$$x_i = \frac{Q_{latent}}{\dot{m}_r(H_{gas} - H_{fluid})} \quad (26)$$

$$x_o = x_i + \frac{Q_w}{\dot{m}_r(H_{gas} - H_{fluid})} \quad (27)$$

식 (26)과 (27)으로부터 응축열전달 실험 시 평균건도는 다음과 같이 정의하였다.

$$x = (x_i + x_o)/2 \quad (28)$$

또한 실험조건에 해당하는 질량유속과 열유속은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{G} = \frac{\dot{m}_r}{A_c} \quad (29)$$

$$\dot{q} = \frac{Q_w}{A} \quad (30)$$

이상의 관계식들을 통하여 실험조건에 해당하는 응축열전달 실험 데이터를 도출하였다.

다음으로 R-134a 측의 응축 마찰계수를 구하기 위하여 마찰로 인한 압력강하성분인 ΔP_F 를 열교환기 입출구의 압력데이터를 이용하여 계산하였다.

우선적으로 열교환기 입출구에서 발생하는 총 압력강하량은 다음과 같다.

$$\Delta P_t = P_i - P_o \quad (31)$$

또한 총 압력강하량은 Figure 5에 나타난 바와 같이 가속도로 인한 압력강하량 ΔP_a , 입출구 헤더로부터 발생하는 압력변화량 ΔP_{IH} , ΔP_{OH} , 마찰로 인하여 발생하는 압력강하량 ΔP_F 로 구성된다. 열교환기가 수평으로 놓여있기 때문에 중력에 의하여 발생하는 압력변화량 ΔP_g 는 무시하였다. 이를 식으로 나타내면 다음과 같다.

$$\Delta P_t = \Delta P_{IH} + \Delta P_a + \Delta P_F + \Delta P_{OH} \quad (32)$$

우선적으로 입출구 헤더에 의한 압력강하는 Kays et al.[1]로부터 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\Delta P_{IH} = -\frac{\dot{G}^2 v_i}{2} [2\sigma_A(1 - \sigma_A)] \quad (33)$$

$$\Delta P_{OH} = \frac{\dot{G}^2 v_o}{2} [1.5(1 - \sigma_A^2)] \quad (34)$$

여기서 σ_A 는 헤더의 입구 단면적과 출구 단면적의 비이며, v_i , v_o 은 기체와 액체가 균일하게 혼합되었다고 가정한 상태의 비체적으로 다음과 같이 정의된다.

$$v_{i,o} = x_{i,o} v_g + (1 - x_{i,o}) v_f \quad (35)$$

가속도에 의한 압력강하는 Collier et al.[12]가 제안한 2상류의 기-액 균질 유동모델에 의하여 다음 식으로 구한다.

$$\Delta P_a = \dot{G}(v_g - v_f)\Delta x \quad (36)$$

마지막으로 마찰에 의한 압력강하는 다음 식을 통해 계산한다.

$$\Delta P_F = 2f_{tp}\dot{G}v_m L/D_h \quad (37)$$

여기서 v_m 은 열교환기 평균건도에서의 비체적이며, 그 값은

식 (35)의 건도 항에 평균건도를 대입함으로써 계산한다.

실험 데이터와 상기 식들을 통하여 응축열전달의 압력강하량을 계산하였다.

또한 Akers et al.[13]이 제안한 등가 레이놀즈수를 이용하여 응축열전달 상관식을 개발하였으며, 그 결과는 3장에 나타내었다.

등가 레이놀즈 수는 2상구간의 건도를 고려한 질량유속에 의하여 정의되는 수로 다음과 같다.

$$Re_{eq} = \frac{\dot{G}_{eq} D_h}{\mu_l} \quad (38)$$

이 때, 등가 질량유속은 다음과 같이 정의된다.

$$\dot{G}_{eq} = \dot{G} \left[(1-x) + x \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.5} \right] \quad (39)$$

2.3.3 Multi-Stream 응축열전달 실험의 데이터 정리

Multi-Stream 응축열전달 실험의 경우 Half-fin Idealization을 적용하여 Fin 효과를 해석하였다. Half-fin Idealization은 Fin의 1/2 길이에 해당하는 각각의 전열면을 통하여 열교환한다는 가정이며, 1.2 절에서 언급한 바와 같이 Fin의 상세한 해석을 하였을 때와 비교하여 그 오차가 크지 않으므로 적절한 이상화 과정이라 할 수 있다. Figure 6에 Multi-Stream PFHE에서 일어나는 열전달 모델을 나타내었으며, 이로부터 다음 관계식을 유도할 수 있다.

$$Q_{AB} = 1.5\alpha_A(A_p + \eta_{\frac{1}{2}}A_f)(T_A - T_{AB}) \quad (40)$$

$$Q_{BC} = 0.5\alpha_B(A_p + \eta_{\frac{1}{2}}A_f)(T_B - T_{BC}) \quad (41)$$

$$Q_{AC} = 0.5\alpha_A(A_p + \eta_{\frac{1}{2}}A_f)(T_A - T_{AC}) \quad (42)$$

이 때, Q_{AB} 는 A측에서 B측으로 전달되는 열량이며, $\eta_{\frac{1}{2}}$ 는 Fin 길이의 1/2에 해당하는 핀에 대한 핀효율이고, Half-fin Idealization을 적용하기 위하여 가정한 Fin의 절반 길이에 대한 핀효율이다. 핀에서의 열전달은 핀의 길이에 따라 달라지는 온도 때문에 ΔT 가 일정하지 않다. 이를 같은 온도차에서의 열전달로 보정하는 계수가 η 이며, 이를 통하여 같은 온도차에서의 열전달로 해

석할 수 있다. 이와 같은 개념을 통하여 식 (41) ~ (43)을 총괄 열전달계수의 개념으로 접근할 수 있다. 총괄열전달계수를 도입하여 식을 유도하면 다음과 같다.

$$Q_{AB} = 1.5U_{AB}(A_p + \eta_{\frac{1}{2}}A_f)\Delta T_{LMTD,AB} \quad (43)$$

$$Q_{BC} = 0.5U_{BC}(A_p + \eta_{\frac{1}{2}}A_f)\Delta T_{LMTD,BC} \quad (44)$$

$$Q_{AC} = 0.5U_{AC}(A_p + \eta_{\frac{1}{2}}A_f)\Delta T_{LMTD,AC} \quad (45)$$

$$U_{AB} = 1/(\frac{1}{\alpha_A} + \frac{t_t}{k_{wall}} + \frac{1}{\alpha_B}) \quad (46)$$

$$U_{BC} = 1/(\frac{1}{\alpha_B} + \frac{t_t}{k_{wall}} + \frac{1}{\alpha_C}) \quad (46)$$

$$U_{CA} = 1/(\frac{1}{\alpha_C} + \frac{t_t}{k_{wall}} + \frac{1}{\alpha_A}) \quad (48)$$

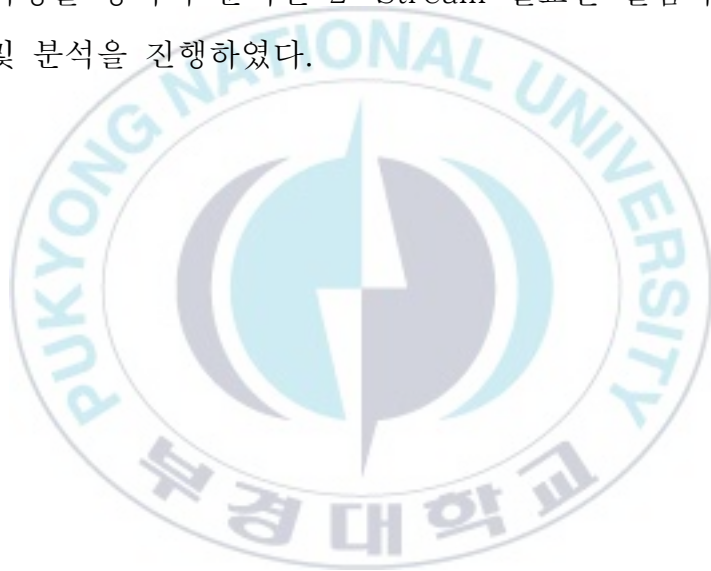
여기서 B와 C 라인은 저온유체(물)측 라인이며, 2.3.1절에서 구한 상관식을 통하여 열전달계수의 계산이 가능하며, 이를 통하여 U_{BC} 와 Q_{BC} 의 계산이 가능하다. 다음으로 Q_{AB} 을 구하기 위하여 다음 질량유량과 관련된 에너지 평형식을 적용한다.

$$Q_A = \dot{m}_A C_{pA}(T_{Ao} - T_{Ai}) = Q_{BA} + Q_{CA} \quad (49)$$

$$Q_B = \dot{m}_B C_{pB} (T_{Bo} - T_{Bi}) = Q_{AB} + Q_{CB} \quad (50)$$

$$Q_C = \dot{m}_C C_{pC} (T_{Co} - T_{Ci}) = Q_{BC} + Q_{AC} \quad (51)$$

이상의 식들을 연립하면 최종적으로 Multi-Stream 열교환 시의 R-134a 측 대류열전달계수 α_A 를 구할 수 있으며, 2.3.2과 같은 과정을 통하여 분석된 2-Stream 열교환 실험의 데이터와 비교 및 분석을 진행하였다.



제3장 Multi-Stream PFHE의 R-134a 응축열전달 실험

3.1 물 측 단상열전달계수 분석

Multi-Stream PFHE의 R-134a 측 열전달성능을 분석하기 위하여 2.3.1절에 언급한 Wilson plot method를 통하여 물 측 단상 열전달상관식을 도출하였다. 상관식 도출을 위해 Figure 7과 같이 물 - R-134a 단상 열전달 실험을 진행하였으며, 실험조건은 Table 9와 같다. 또한 Figure 8은 단상 열전달 실험의 Heat balance validation을 분석한 결과이며, 오차범위 5%이내에서 Heat balance가 일치함을 확인하였다. Figure 9과 Figure 10은 실험 데이터를 기반으로 Wilson plot method의 결과인 식 (17)과 (23)의 근사 된 직선을 나타낸다. 그 결과 물 측 Nu 의 상관식은 다음과 같이 도출되었다.

$$Nu_w = 0.00137Re_w^{1.42}Pr_w^{1/3} \quad (52)$$

3.2 2-Stream PFHE의 R-134a 응축열전달성능특성

2-Stream PFHE의 R-134a 측 성능을 분석하기 위하여 2.3.2 절에 언급한 바와 같이 결과를 정리하였다. 이 때, 실험조건은 Table 10와 같다.

3.2.1 평균건도에 따른 응축열전달성능특성

평균건도가 변화하였을 때, PFHE 내 R-134a의 응축열전달 성능특성을 분석하였다. 질량유속, 열유속 등의 타 조건이 일정한 상태에서 평균건도가 증가함에 따라 응축열전달계수가 증가함을 확인할 수 있었다. 또한 고건도 영역에서 평균건도의 영향이 더욱 크게 나타남을 확인하였다. 이는 평균건도가 증가할수록 액체 층의 두께가 얇아지며, 증기의 비중이 증가하고 이에 따라 대류현상이 촉진되기 때문이라 사료된다.

압력강하의 경우 건도가 증가함에 따라 압력강하가 증가하며, 고건도 영역일수록 상승폭은 더욱 커지는 것을 확인할 수 있다. Jassim et al.[14]의 연구에 의하면 2상상태의 압력강하량은 유체의 단위부피당 운동에너지의 증가에 따라 함께 증가하는 경향을 보이는데, 건도의 증가는 단위부피당 운동에너지의 증가를 의미하며, 이에 따라 유동은 더욱 활발한 난류를 형성하게 되고, 열교환기 내의 유동저항이 증가한다. 이로 인하여 건도가 증가함에 따라 압력강하의 상승폭이 더욱 커지게 된다고 사료된다.

3.2.2 질량유속에 따른 응축열전달성능특성

응축열전달성능에 큰 영향을 끼치는 변수 중 하나인 질량유속의 변화에 따른 PFHE 내 R-134a 응축열전달성능 실험을 진행하였다. Figure 11은 질량유속이 변할 때 응축열전달계수의 변화를 나타내는 그래프이다. R-134a의 질량유속이 130 kg/m²s인 경우와 70 kg/m²s인 경우의 응축열전달계수를 비교하였을 때, 130 kg/m²s인 경우의 응축열전달계수가 평균적으로 약 14.5% 높음을 알 수 있다. 즉, 질량유속이 증가할수록 응축열전달계수가 증가하는 것을 확인할 수 있으며, 이는 질량유속이 증가함에 따라 유동의 관성력이 증가하게 되고, 난류효과의 촉진을 유발하기 때문이다. 또한 고건도 영역일수록 질량유속 변화에 따른 열전달계수의 변화폭이 더욱 커지는 것을 확인하였다. 이는 3.2.1 절에서 언급한 바와 같이 고건도영역은 유동의 대류효과를 증가시키기 때문이라 사료된다. 또한 고건도 및 고질량유속 조건에서는 냉매의 유속이 빨라지게 되며, 이 또한 난류형성을 촉진시키는 인자로 응축열전달계수의 향상을 유발한다. 이는 실험결과로부터 확인 가능한데, 질량유속이 70 kg/m²s인 경우와 질량유속이 130 kg/m²s인 경우를 비교하였을 때, 건도가 0.25인 경우, 질량유속이 130 kg/m²s인 경우가 질량유속이 70 kg/m²s인 경우에 비하여 응축열전달계수가 약 12.8% 높지만 건도가 0.66인 경우, 응축열전달계수가 약 16% 높음을 확인할 수 있다.

Figure 12는 질량유속의 변화에 따른 압력강하의 변화를 나타내고 있다. R-134a의 질량유속이 130 kg/m²s인 경우와 70

$\text{kg/m}^2\text{s}$ 인 경우의 압력강하량을 비교하였을 때, $130 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 인 경우의 압력강하량이 평균적으로 약 34.9% 높음을 알 수 있다. 고건도영역과 저건도영역의 압력강하량은 질량유속이 $70 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 인 경우와 질량유속이 $130 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 인 경우를 비교하였을 때, 건도가 0.25인 경우, 질량유속이 $130 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 인 경우가 질량유속이 $70 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 인 경우에 비하여 압력강하량이 약 27.6% 높지만 건도가 0.66인 경우, 압력강하량이 약 42.9% 높음을 확인할 수 있다.

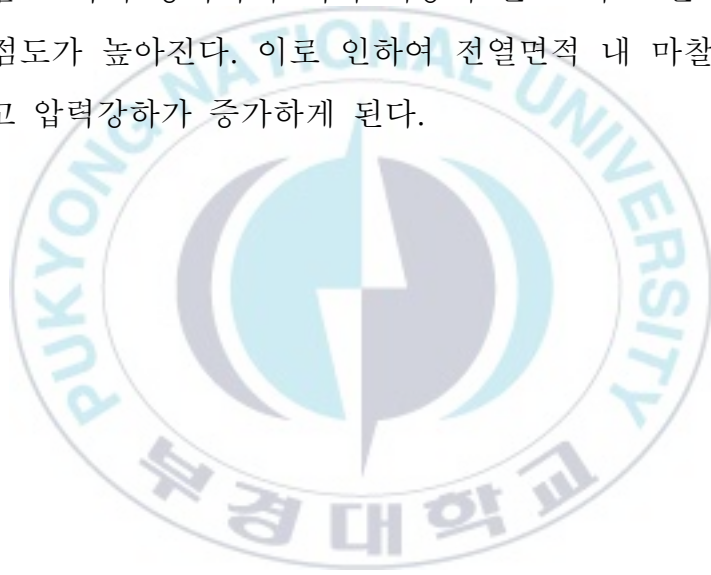
이는 3.2.1절에서 언급한 바와 같이 압력강하는 유체의 단위 부피당 운동에너지가 커질수록 증가하는데, 질량유속의 증가는 유동의 더욱 복잡한 난류를 형성하며, 유체의 단위 부피당 운동 에너지를 증가시키기 때문이다.

3.2.3 열유속에 따른 응축열전달성능특성

응축열전달에서 열유속 또한 열전달성능특성에 영향을 미칠 것이라 예상하였고, 열유속의 변화에 따른 성능특성을 실험적으로 분석하였다. Figure 13는 열유속 변화에 따른 응축열전달계수의 변화를 나타내고 있다. 이를 통하여 열유속이 증가함에 따라 응축열전달계수가 함께 증가함을 확인하였다. 열유속이 20 kW/m^2 인 경우와 열유속이 12 kW/m^2 인 경우를 비교하였을 때, 평균적으로는 20 kW/m^2 인 경우가 12 kW/m^2 인 경우에 비하여 응축열전달계수가 약 6.8% 높음을 확인하였으며, 저건도영역과 고건도영역을 비교하였을 때, 건도가 0.24인 경우, 열유속이 20 kW/m^2 인 경우가 열유속이 12 kW/m^2 인 경우에 비하여 응축열전달계수가 약 0.97% 높으며, 건도가 0.81인 경우 응축열전달계수가 약 6.1% 높음을 확인할 수 있다. 이러한 결과는 열유속의 증가는 열교환기 내 단위면적당 타 유체와의 열교환량이 커진다는 것을 의미하며, 이는 곧 냉매의 응축열전달 성능의 향상을 의미하기 때문에 나타난 것이라 사료된다.

Figure 14는 열유속의 변화가 압력강하에 미치는 영향을 나타낸 그래프이다. 열유속의 증가는 압력강하의 증가로 이어졌다. R-134a의 열유속이 20 kW/m^2 인 경우와 열유속이 12 kW/m^2 인 경우를 비교하였을 때, 평균적으로는 20 kW/m^2 인 경우가 12 kW/m^2 인 경우에 비하여 압력강하량이 약 10.1% 높음을 확인하였다. 압력강하 또한 고건도영역에서의 열유속 영향이 저건도영역에 비하여 큰 것을 확인할 수 있는데, 실험결과로부터 열유속

이 20 kW/m^2 인 경우와 열유속이 12 kW/m^2 인 경우를 비교하였을 때, 건도가 0.24인 경우, 열유속이 20 kW/m^2 인 경우가 열유속이 12 kW/m^2 인 경우에 비하여 압력강하량이 약 0.35% 높지만 건도가 0.81인 경우, 압력강하량이 약 8.4% 높음을 확인할 수 있다. 이는 액과 기의 점도 차이로 설명이 가능한데, 일반적으로 액체상태의 점도가 기체상태의 점도보다 높은 값을 가지며, 열유속의 증가는 열교환기 내 활발한 열교환을 의미하여, 냉매의 건도 감소 폭이 증가하여 액의 비중이 늘고 이로 인하여 2상구간의 점도가 높아진다. 이로 인하여 전열면적 내 마찰력이 커지게 되고 압력강하가 증가하게 된다.



3.2.4 포화압력에 따른 응축열전달성능특성

PFHE 내 R-134a의 포화압력을 변화시키며 실험을 진행하였으며, 이에 따른 응축열전달성능특성 변화를 분석하였다. Figure 15은 R-134a의 포화압력 변화에 따른 응축열전달계수 변화를 나타내고 있다. R-134a의 포화압력이 높아질수록 응축열전달계수는 감소함을 확인하였다. R-134a의 압력이 1.08 MPa인 경우와 1.27 MPa인 경우의 응축열전달계수를 비교하였을 때, 0.98 MPa인 경우의 응축열전달계수가 평균적으로 약 11.1% 높음을 알 수 있다. 고건도영역과 저건도영역을 비교하였을 때, 건도가 0.23인 경우, 포화압력이 1.08 MPa인 경우가 1.27 MPa인 경우에 비하여 응축열전달계수가 약 5.8% 높음을, 건도가 0.79인 경우, 약 11.6% 높음을 확인하였다. Charnay et al.[15]는 냉매의 포화압력이 높아질 때, 액체 층의 두께와 기포의 크기에 관한 연구를 진행하였으며, 그 결과 액체 층의 두께가 두꺼워지며, 기포의 크기가 작아짐을 확인하였다. 액체 층의 두께가 두꺼워짐에 따라 응축 시 증기의 비중이 줄어들고 이로 인하여 난류가 활발하게 발생하기 힘들어진다. 결과적으로 응축열전달계수는 포화압력의 증가에 따라 감소하게 된다. 또한 포화압력이 높아짐에 따라 R-134a의 열전도도 또한 감소하는데, 이는 응축열전달에 있어 열전달성능의 저하를 가져온다. 이 또한 응축열전달계수의 감소로 이어지게 된다.

Figure 16은 R-134a의 포화압력이 변화할 때, 압력강하량의 변화를 나타낸 그래프이다. 그래프에 나타난 바와 같이 포화압력

의 증가에 따라 압력강하량이 감소하는 것을 확인할 수 있다. R-134a의 압력이 1.08 MPa인 경우와 1.27 MPa인 경우의 압력강하량을 비교하였을 때, 1.08 MPa인 경우의 응축열전달계수가 평균적으로 약 14.7% 높음을 알 수 있다. 고건도영역과 저건도영역을 비교하였을 때, 건도가 0.23인 경우, 포화압력이 1.08 MPa인 경우가 1.27 MPa인 경우에 비해 압력강하량이 약 5.1% 높음을, 건도가 0.79인 경우, 약 19.4% 높음을 확인하였다. 이 또한 액체 층의 두께와 관련이 있는데 액체 층의 두께가 두꺼워짐에 따라 난류현상이 억제되며, 이로 인하여 유동저항이 감소하게 되며, 그 결과로 압력강하 및 마찰계수는 감소한다. 하지만 포화압력의 경우 질량유속, 건도, 열유속과 비교하였을 때, 압력강하 및 마찰계수에 미치는 영향이 미비한 것으로 확인되었다.

3.2.5 PFHE의 R-134a 응축열전달상관식

상기 실험결과를 토대로 2.3.2절에 언급한 방법을 통하여 PFHE 내 R-134a의 응축열전달상관식을 구하였다. 이 때, 3.2.1 ~ 3.2.4절의 결과와 같이 응축열전달성능은 질량유속, 열유속, 압력강하 등에 따라 변화함을 알 수 있으며, 이와 같은 변수들을 고려하기 위하여 상관식의 독립변수로써 레이놀즈 수와 프란틀 수를 이용하였다. 또한 기-액 2상류의 영향을 고려하기 위하여, 등가 질량유속 및 등가 레이놀즈수를 이용하여 상관식을 도출하였다. 그 결과 도출된 상관식은 다음과 같다.

$$Nu = 0.9726Re_{eq}^{1.5416}Pr_l^{1/3} \quad (53)$$

식 (53)에 도출된 상관식은 Figure 17에 나타난 바와 같이 실험데이터와 25%의 오차범위 내에서 열전달성능을 잘 예측함을 확인하였다.

3.3 Multi-Stream 열교환기의 R-134a 응축열전달 성능

Multi-Stream PFHE의 R-134a 측 성능을 분석하기 위하여 2.3.3절에 나타낸 과정을 통하여 데이터를 정리하였으며, 2-Stream 데이터와의 비교를 진행하였다. Multi-Stream 열전달의 경우 2-Stream과 비교하여 Figure 18에 나타난 바와 같이 A(R-134a) 측과 C(물)측의 열전달이 추가적으로 형성된다. 이로 인하여 2상 열전달성능에 영향을 받을 것으로 사료되었으며, 이를 분석하기 위하여 2-Stream과 총 열유속을 동일하게 유지하고, A-C 열유속과 A-B 열유속을 달리 하여 실험 및 비교를 진행하였다. 이 때 실험조건은 Table 11과 같다.

Figure 19는 동일한 질량유속 및 포화압력에서 2-Stream과 Multi-Stream 응축열전달 계수의 건도에 따른 변화를 나타내고 있다. 이 때, 총 열유속의 경우 20 kW/m^2 로 동일하게 유지하였으며, Multi-Stream의 경우 A(R-134a)-C(물) 열유속은 12.7 kW/m^2 , A(R-134a)-B(물) 열유속은 20.7 kW/m^2 로 유지하여 총 열유속을 20 kW/m^2 가 되도록 하였다. 그 결과 Multi-Stream의 응축열전달계수가 2-Stream 응축열전달계수에 비하여 평균적으로 약 5.6% 높음을 확인할 수 있었다. 고건도영역과 저건도영역의 응축열전달계수 변화를 분석하였을 때, Multi-Stream 열전달시의 응축열전달계수가 2-Stream 응축열전달에 비하여 저건도영역(건도 0.26)에서 약 0.5%, 고건도영역(건도 0.71)에서는 약

8.6% 높음을 확인하였다. 이는 앞서 언급한 바와 같이 2-Stream과 달리 Multi-Stream의 경우 2-Stream에서 단열면이던 A-C측 전열면에 전열량이 생기고, 이로 인하여 응축이 일어나는 전열면이 증가함에 따라 응축열전달계수가 증가하는 것으로 사료된다.

Figure 20은 2-Stream과 Multi-Stream 응축열전달 압력강하 성능특성을 나타낸 그래프이다. Multi-Stream응축열전달 시 2-Stream 압력강하에 비하여 평균적으로 15% 높은 압력강하량을 보임을 확인하였다. 고건도영역과 저건도영역의 압력강하량을 분석하였을 때, Multi-Stream응축열전달 시의 압력강하량이 2-Stream 응축열전달에 비하여 저건도영역(건도 0.26)에서 약 0.4%, 고건도영역(건도 0.71)에서는 약 25% 높음을 확인하였다. 이는 응축열전달계수의 증가원인과 마찬가지로 2-Stream의 단열면에 Multi-Stream으로 인한 전열량 발생으로 인하여 응축이 발생하는 면적이 증가하게 되며, 이러한 응축의 발생으로 인하여 압력강하량이 증가하는 것으로 사료된다.

제4장 결론

본 연구에서는 Multi-Stream Plain fin 열교환기에 대한 응축열 전달실험을 진행하였다. 우선적으로 종래에 많은 연구가 진행된 2-Stream 응축열전달 실험 및 분석을 플레이트 핀 열교환기에 대하여 진행하였으며, 실험결과를 토대로 응축열전달상관식을 개발하였다. 또한 종래 연구에서 이루어지지 않은 Multi-Stream 열전달이 응축열전달 및 압력강하에 끼치는 영향을 확인하였다. 이때, Multi-Stream 열전달과 2-Stream 열전달의 차이는 전열면의 열유속 차이이며, 일반적으로 단상 열전달에 있어 열유속은 열전달성능에 영향을 끼치지 않는 것으로 알려져 있으므로, 응축열전달성능에 대하여 분석을 진행하였다. 이를 통하여 도출한 결론은 다음과 같다.

1. 응축열전달성능특성은 건도 및 질량유속에 대하여 민감도가 높으며, 건도를 제외한 타 변수들이 응축열전달성능에 미치는 영향은 저건도영역에서 민감도가 낮으며, 상대적으로 고건도영역에서 민감도가 높음.
2. 2-Stream 응축열전달에서 질량유속이 130 kg/m²s인 Case가 70 kg/m²s인 Case에 비해 평균적으로 응축열전달계수는 14.5%, 압력강하는 34.9% 높음을 확인하였으며, 이는 질량유속 증가에 따른 대류효과 및 난류효과 촉진에 의한 결과로

사료됨.

3. 2-Stream 응축열전달에서 열유속이 20 kW/m²인 Case가 12 kW/m²인 Case에 비해 평균적으로 응축열전달계수는 6.8%, 압력강하는 10.1% 높음을 확인하였으며, 이는 열유속 증가에 따라 평균건도에 포함되는 액체의 비중이 증가하고, 결과적으로 이상류의 점성이 증가하게 되어 압력강하 및 열 전달성능이 증가한다고 사료됨.
4. 2-Stream 응축열전달에서 포화압력이 0.98 MPa인 Case가 1.17 MPa인 Case에 비해 평균적으로 응축열전달계수는 11.1%, 압력강하는 14.7% 높음을 확인하였으며, 이는 포화 압력 증가에 따라 액체 층의 두께가 두꺼워지고 증기의 비중이 줄어들어 난류효과가 줄어들기 때문이라 판단됨.
5. Multi-Stream 응축열전달의 경우 2-Stream 응축열전달에 비하여 응축열전달계수가 약 5.6%, 압력강하가 약 15% 높음을 확인하였으며, 이는 Multi-Stream인 경우에 2-Stream 열전달에서 단열조건이던 면적에 전열량이 발생하며 응축이 일어나는 전열면적이 넓어지고, 그 결과로 응축열전달계수 및 압력강하량이 증가하는 것으로 사료됨.

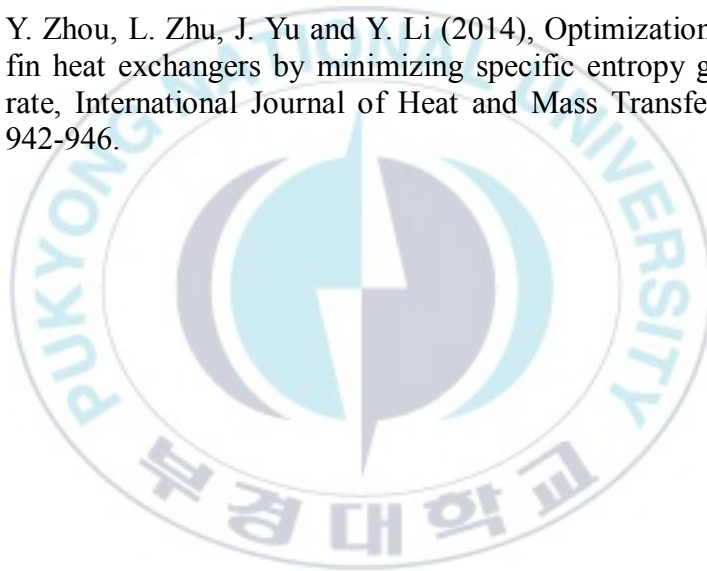
참고문헌

- [1] W.H. Kays and A.L. London (1984), Compact Heat Exchangers, 3rd Edition, McGraw-Hill, New York.
- [2] S. Hu and K.E. Herold (1995), Prandtl number effect on offset fin heat exchanger performance: experimental results, International Journal of Heat Mass Transfer. Vol. 38, pp. 1053-1061
- [3] M. Amaranatha Raju, T.P. Ashok Babu and C. Ranganayakulu (2020), Investigation of flow boiling heat transfer and pressure drop of R134a in a rectangular channel with wavy fin, International Journal of Thermal Sciences, Vol. 147.
- [4] K. Sakamatapan, J. Kaew-On, A.S. Dalkilic, O. Mahian and S. Wongwises (2013), Condensation heat transfer characteristics of R-134a flowing inside the multiport minichannels, International Journal of Heat and Mass Transfer. Vol. 64, pp. 976-985.
- [5] Y. Y. Yan, H. C. Lio and T. F. Lin (1999), Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a plate heat exchanger, International Journal of Heat and Mass Transfer. Vol. 42, pp. 993-1006.
- [6] S. I. Yoo, H. W. Kim, Y. K. Jung, J. I. Yoon, S. H. Park and C. S. Kim (2010), Heat Transfer Characteristics of Plate-fin Heat Exchanger Using LNG FPSO Liquefaction Process, Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol. 34, No. 6, pp. 798-805.
- [7] B. S. V. Prasad (1996), Fin efficiency and mechanisms of heat exchange through fins in multi-stream plate-fin heat exchangers: formulation, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 39, pp. 419-428.
- [8] B. S. V. Prasad (1997), Fin efficiency and mechanisms of heat exchange through fins in multi-stream plate-fin heat exchangers:

development and application of a rating algorithm, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 40, pp. 4279-4288.

- [9] L. Wang and B. Sunden (2001), Design Methodology for Multistream Plate-Fin Heat Exchangers in Heat Exchanger Networks, *Heat Transfer Engineering*, Vol. 22, pp. 3-11.
- [10] J. Fernández-Seara, F. J. Uhía and J. Sieres (2007), Laboratory Practices with the Wilson Plot Method, *Experimental Heat Transfer, A Journal of Thermal Energy Generation, Transport, Storage, and Conversion*, Vol. 20, pp. 123-135.
- [11] J. Fernández-Seara, F. J. Uhía, J. Sieres and A. Campo (2007), A general review of the Wilson plot method and its modifications to determine convection coefficients in heat exchange devices, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, pp. 2745-2757.
- [12] J. G. Collier and J. R. Thome (1994), *Convective Boiling and Condensation*, 3rd edition, Oxford University Press.
- [13] W. W. Akers, H. A. Deans and O. K. Crosser (1959), Condensation Heat Transfer within Horizontal Tubes, *Chemical Engineering Progress Symposium Series*, Vol. 55, No. 29, pp. 171-176.
- [14] E. W. Jassim, T. A. Newell and J. C. Chato (2006), Refrigerant pressure drop in chevron and bumpy style flat plate heat exchangers, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 30, pp. 213-222.
- [15] R. Charnay, J. Bonjour and R. Revellin (2014), Experimental investigation of R-245fa flow boiling in minichannels at high saturation temperatures: Flow patterns and flow pattern maps, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 46, pp. 1-16.
- [16] M. Samadifar and D. Toghraie (2018), Numerical simulation of heat transfer enhancement in a plate-fin heat exchanger using a new type of vortex generators, *Applied Thermal Engineering*, 133, pp. 671-681.

- [17] S. Y. Kim, J. W. Paek and B. H. Kang (2000), Flow and Heat Transfer Correlations for Porous Fin in a Plate-Fin Heat Exchanger, ASME. J. Heat Transfer, 122(3), pp. 572-578.
- [18] J. Fernandez-Seara, R. Diz and F. J. Uhia (2013), Pressure drop and heat transfer characteristics of a titanium brazed plate-fin heat exchanger with offset strip fins, Applied Thermal Engineering, 51, pp. 502-511.
- [19] J. Wen and Y. Li (2004), Study of flow distribution and its improvement on the header of plate-fin heat exchanger, Cryogenics, 44, pp. 823-831.
- [20] Y. Zhou, L. Zhu, J. Yu and Y. Li (2014), Optimization of plate-fin heat exchangers by minimizing specific entropy generation rate, International Journal of Heat and Mass Transfer, 78, pp. 942-946.



감사의 글

우선적으로 제가 본 논문을 완성할 수 있도록 지도해주시고 저에게 많은 신뢰와 격려를 보내주신 윤정인 교수님께 진심으로 감사드립니다. 교수님 덕분에 연구수행에 있어 많은 것을 배웠으며, 연구 뿐 아니라 저의 장래에 대해서도 함께 고민해주신 은혜는 평생 잊지 못할 것입니다. 교수님의 연구실에 들어온 점을 언제나 자랑스럽게 여기며, 항상 부족한 저였지만 그럼에도 이토록 성장할 수 있게 해주셔서 감사드립니다.

언제나 연구수행을 위한 조언과 격려를 아낌없이 해주신 최광환 교수님과 손창효 교수님께도 진심어린 감사의 말씀을 올립니다. 또한 항상 열정적으로 가르침을 주신 정석권 교수님, 연구에 대해 깊은 고찰을 하게 조언을 주신 금종수 교수님, 언제나 즐거운 강의를 해주신 김종수 교수님과 김은필 교수님께도 감사의 인사를 올립니다.

석사과정 중 막막한 상황에 처해있을 때 항상 빛이 되어주시고, 제가 부족한 부분에 대하여 항상 성의를 다하여 답변해주셨으며, 제 장래에 관한 조언과 격려를 아끼지 않으신 문춘근 박사님께도 감사드립니다. 또한 짧은 기간 함께하였지만, 제게 많은 조언과 항상 긍정적으로 저를 평가해주셨으며, 자신감을 불어넣어주신 설성훈 박사님께도 감사의 말씀을 올립니다.

연구과제 수행에 있어 항상 친절하게 해주셨던 설원실 박사님

과 종종 연구실에 들르셔서 저희에게 아낌없는 조언을 해주신 이근태 박사님께 감사드립니다.

제가 윤정인 교수님 연구실에 들어올 수 있도록 저를 도와주시고 많은 조언을 해주신 형민이형과 실험실에 들어온 후 저의 기초를 다져주시고 제가 원활한 연구실 생활을 할 수 있도록 도와주셨으며, 저의 연구실에서의 롤모델이었던 광석이형, 저와 함께 많은 시간을 함께 보내며 편하게 해주신 지훈이형과 두영이형, 졸업 동기이자 항상 서로에게 힘이 되고 의지할 수 있었으며 미숙한 저의 부분을 채워주시고 저를 위한 조언과 격려의 말씀을 아끼지 않으신 지후형과 준영이형, 얼마 안 된 기간 동안 연구실에서 많은 도움을 주었고 곧 연구실을 이끌어가게 될 성수형까지, 제가 되돌아봤을 때 인복이 많다고 느끼게 해준 위 모든 분들께 감사의 말씀 드립니다.

대학원 생활 중 서로 많은 얘기를 나누고 함께 보람찬 시간을 보내었던 손창효 교수님 연구실의 준혁이형, 상우형, 남욱이형, 동익이형에게도 감사의 말을 전합니다.

대학원 생활에 있어 항상 고생해주시고 제가 부족한 부분으로 인하여 고생하셨을 학과사무실의 김대한 조교님과 전은희 조교님께도 감사드립니다.

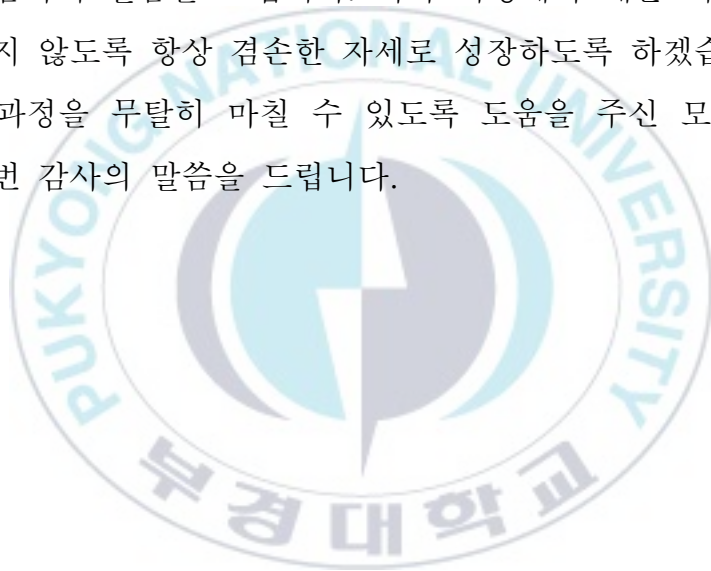
제가 석사과정을 진행함에 있어 힘든 순간 버팀목이 되어주고 항상 옆에서 힘이 되어준 여자친구에게도 감사하며 사랑한다는 말을 전합니다.

제 인생에 가장 큰 영향을 주셨으며, 제가 이토록 성장할 수 있도록 항상 헌신해주시고 많은 조언을 해주시며, 같이 아픔과 행복

을 공유해주신 저의 아버지, 제가 걱정할 일 없이 항상 자신의 몫을 다하며 부족한 형을 걱정해주는 동생에게도 감사의 말씀을 전하며, 덕분에 무사히 본 논문을 작성할 수 있었습니다.

석사과정을 겪으며, 전공에 대한 깊은 이해 외에도 연구자로서의 여러 도구를 익혔으며, 전공 뿐 아니라 한 명의 사람으로서 필요한 여러 부분을 배운 것 같습니다. 이렇게 한 명의 연구자로서, 또한 한 명의 사람으로서 성장할 수 있도록 도와주신 위의 모든 분들께 감사의 말씀을 드립니다. 석사 과정에서 배운 지식과 식견이 헛되지 않도록 항상 겸손한 자세로 성장하도록 하겠습니다.

석사 과정을 무탈히 마칠 수 있도록 도움을 주신 모든 분들께 다시 한번 감사의 말씀을 드립니다.



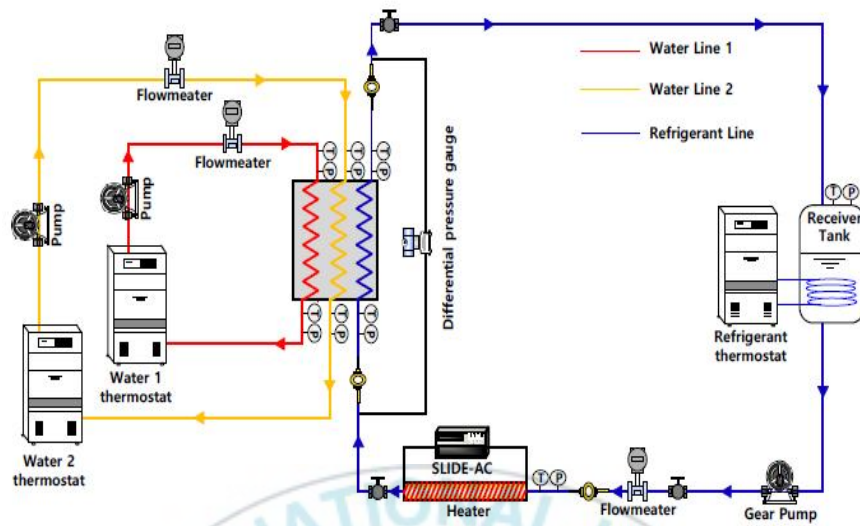


Figure 1 Schematic diagram of multi-stream PFHE experimental apparatus



Figure 2 Multi-stream PFHE experimental apparatus

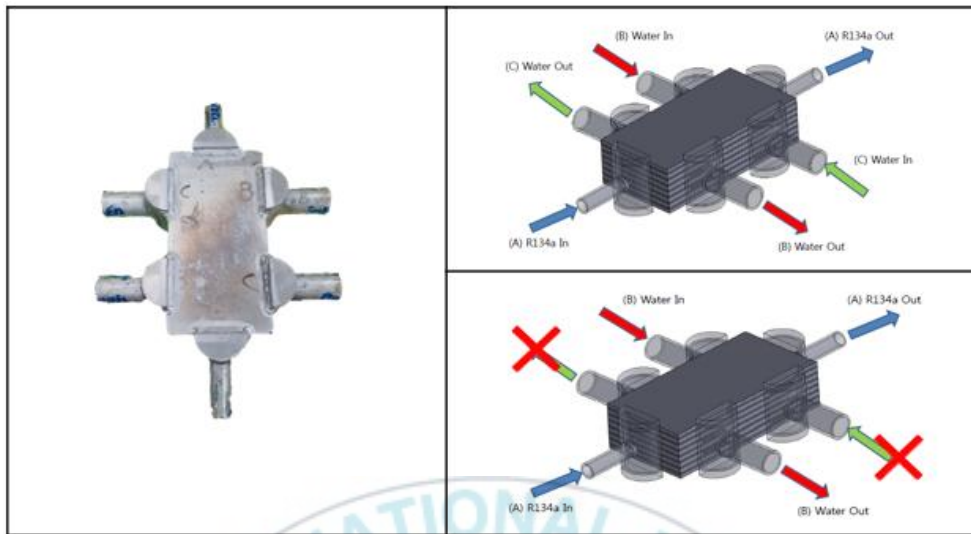


Figure 3 Schematic diagram and flow pattern of multi-stream PFHE

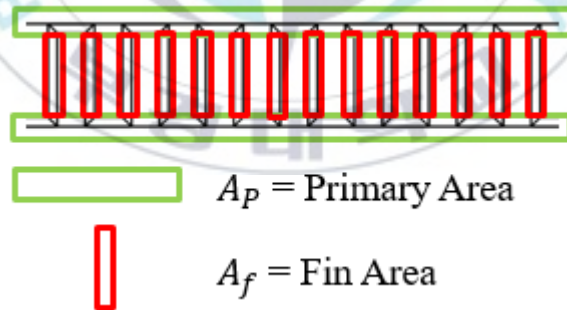


Figure 4 Diagram of primary area and fin area

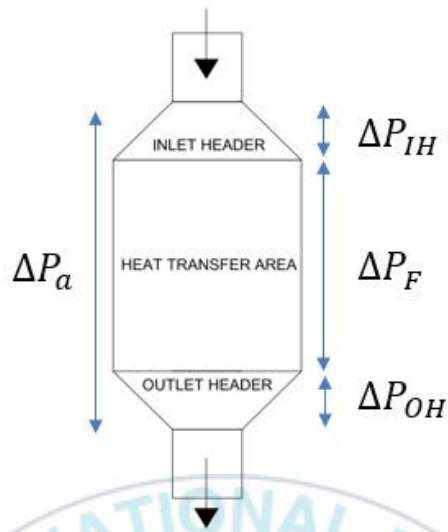


Figure 5 Diagram of pressure drop parameter

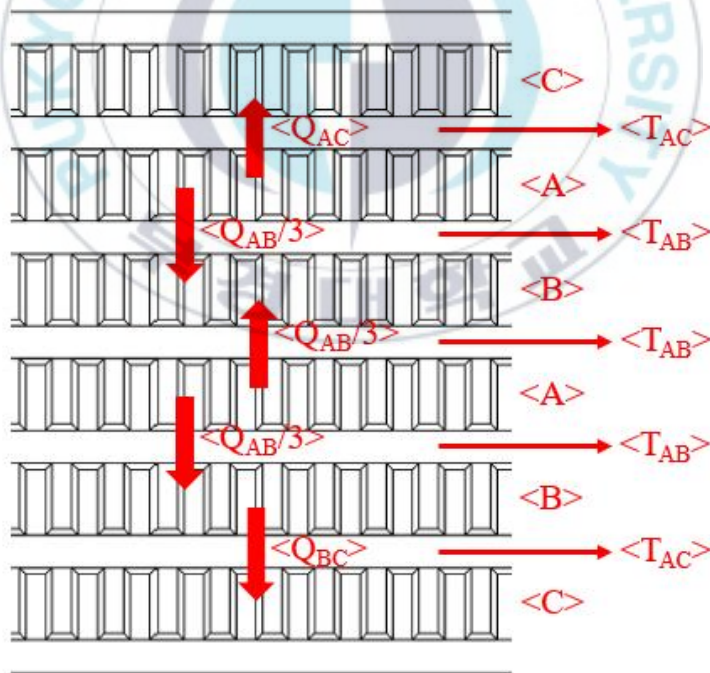


Figure 6 Heat transfer mechanism of multi-stream PFHE

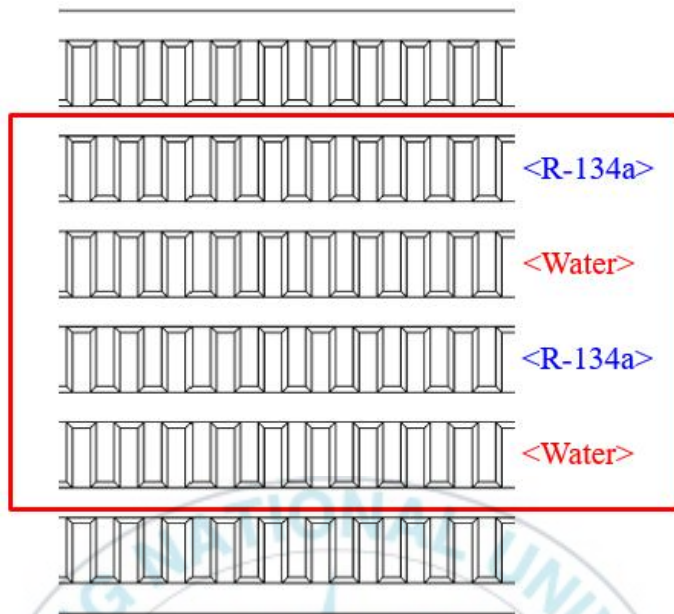


Figure 7 Schematic diagram of 2-stream heat transfer experiment

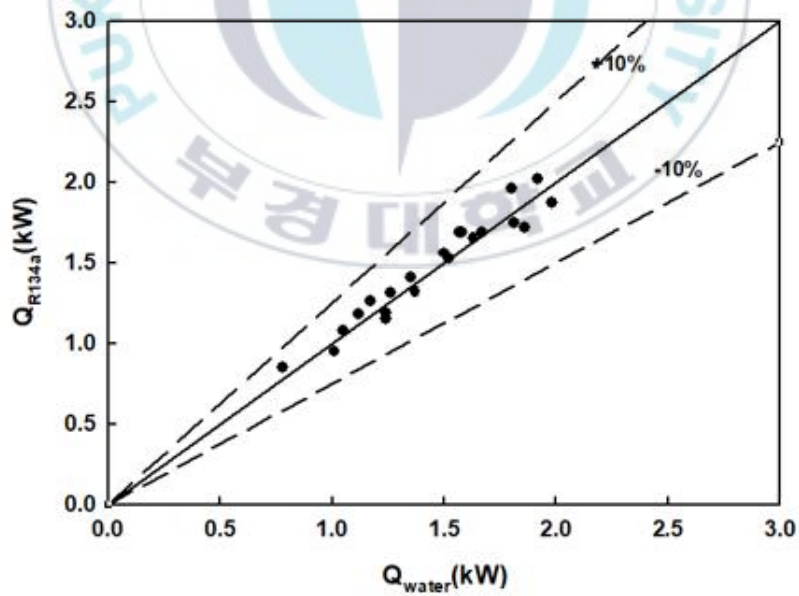


Figure 8 Heat balance validation of 2-stream experiment

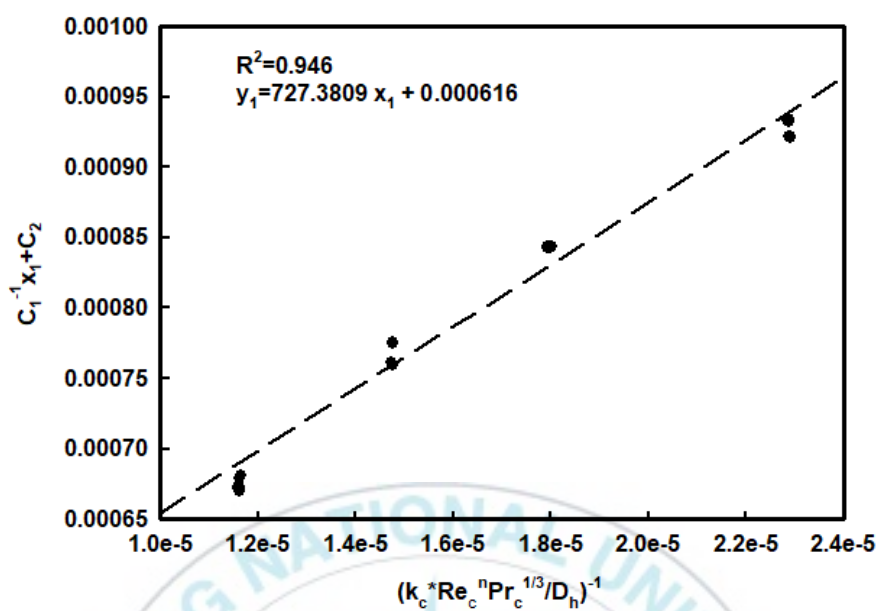


Figure 9 Wilson plot chart 1

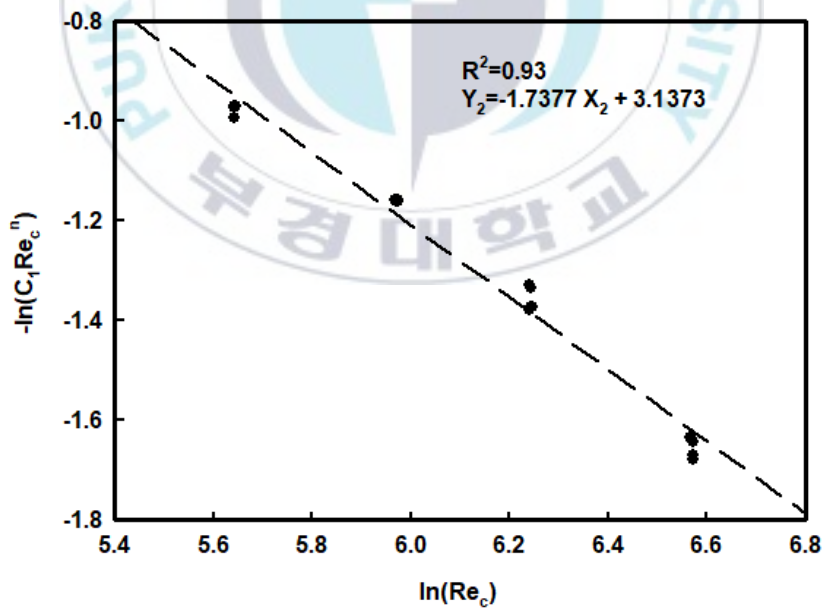


Figure 10 Wilson plot chart 2

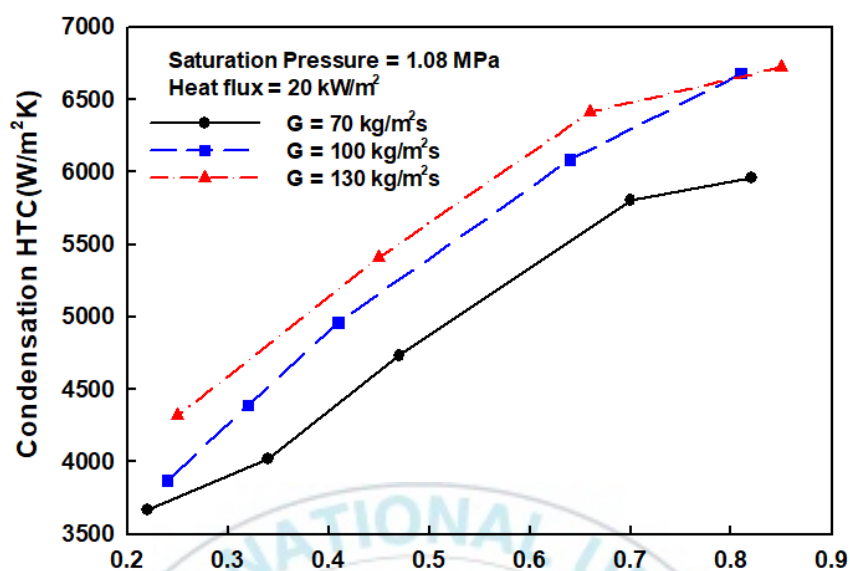


Figure 11 Variation of condensation HTC by mass flux

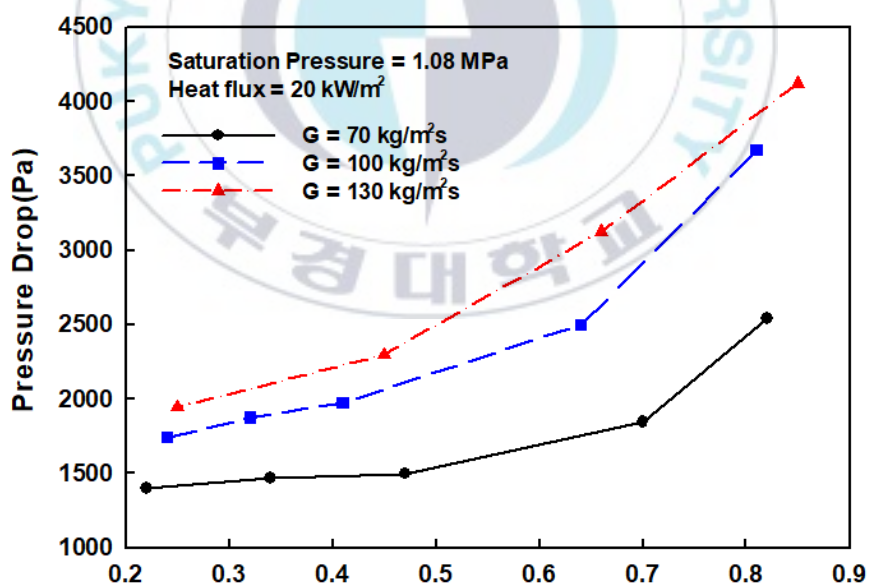


Figure 12 Variation of frictional pressure drop by mass flux

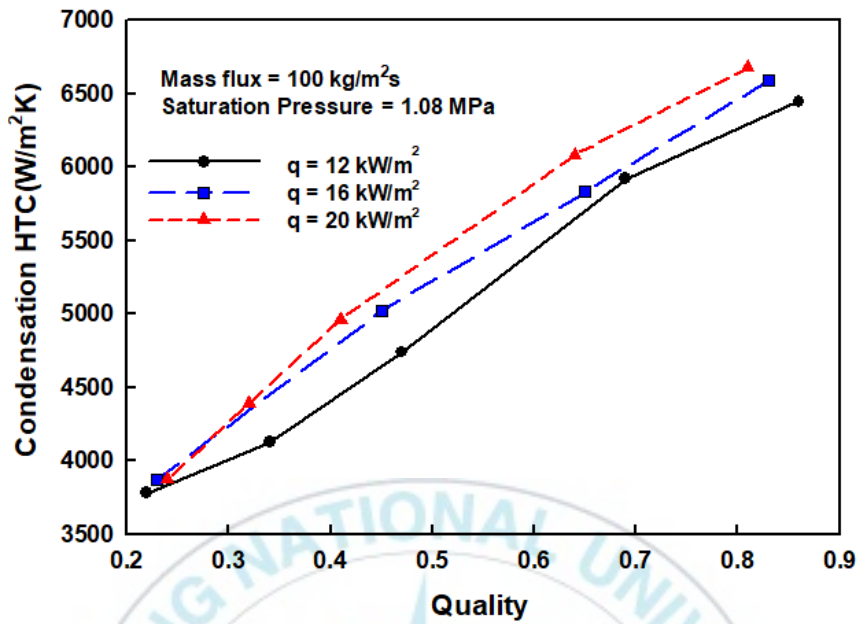


Figure 13 Variation of condensation HTC by heat flux

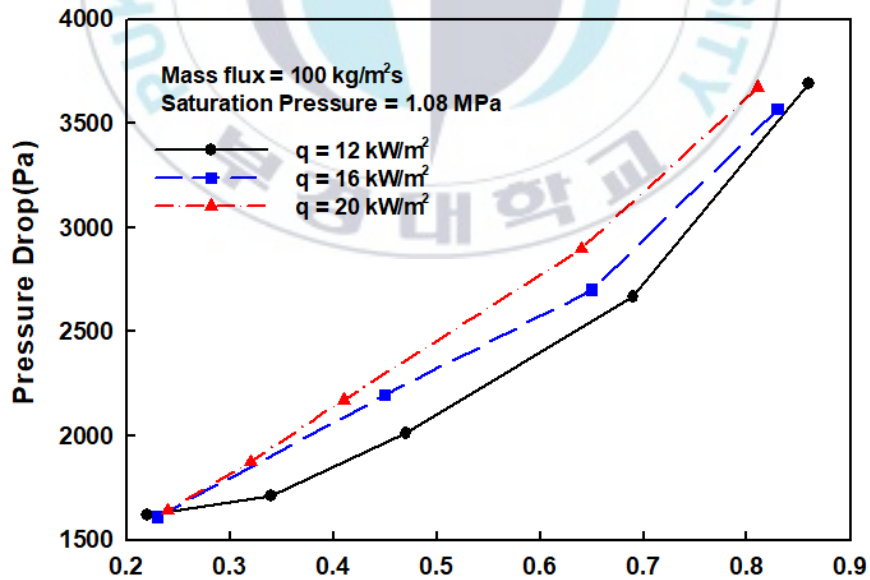


Figure 14 Variation of frictional pressure drop by heat flux

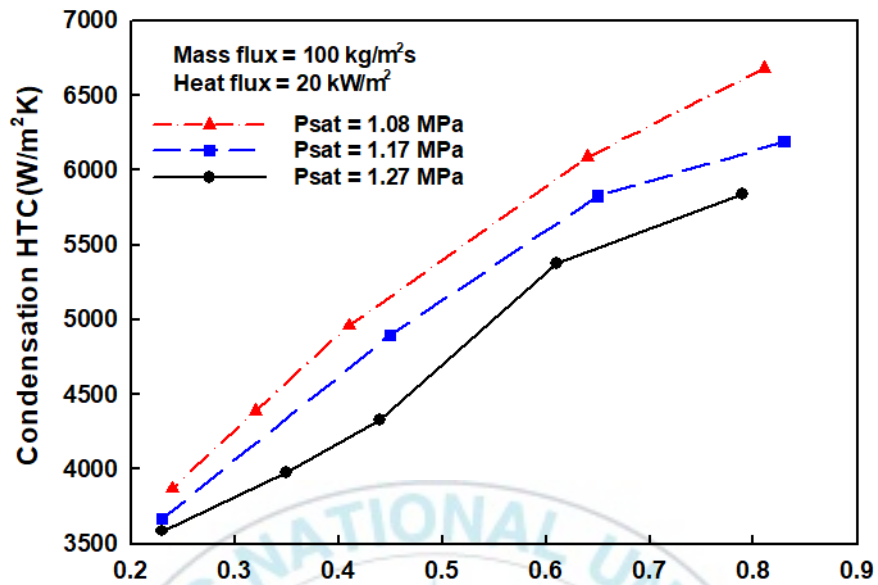


Figure 15 Variation of condensation HTC by saturation pressure

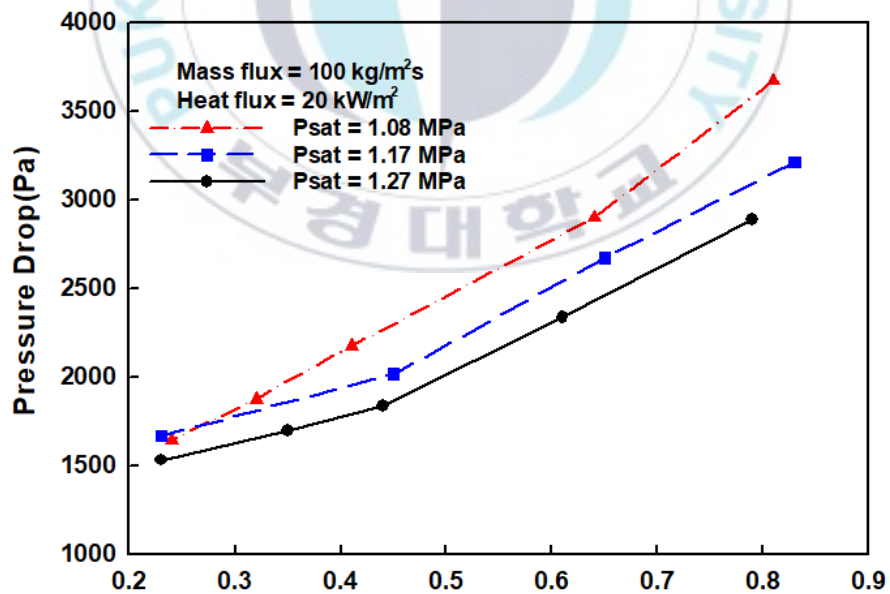


Figure 16 Variation of frictional pressure drop by saturation pressure

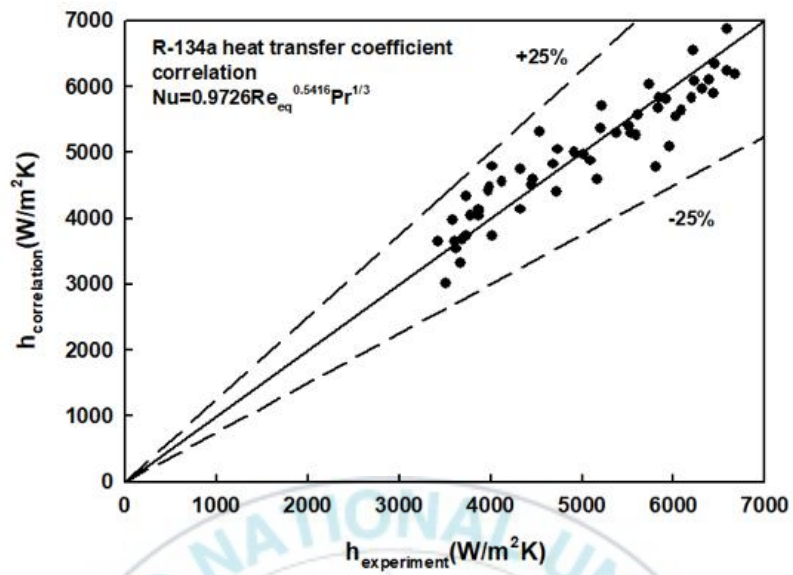


Figure 17 Validation of 2-stream condensation HTC correlation

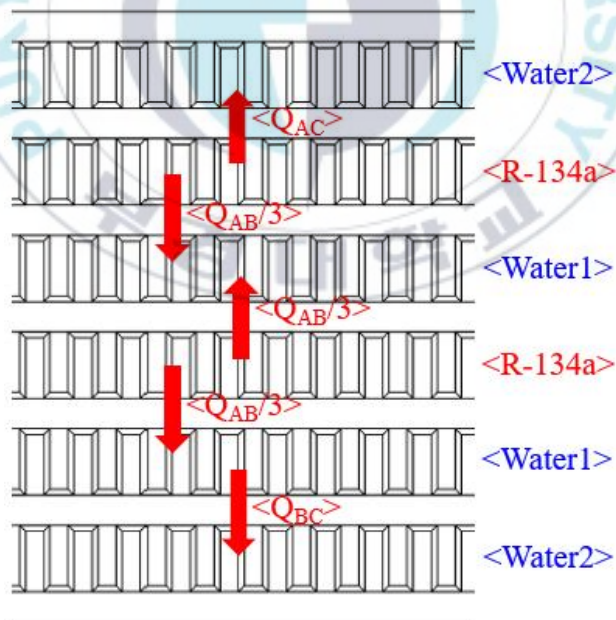


Figure 18 Schematic diagram of multi-stream heat transfer

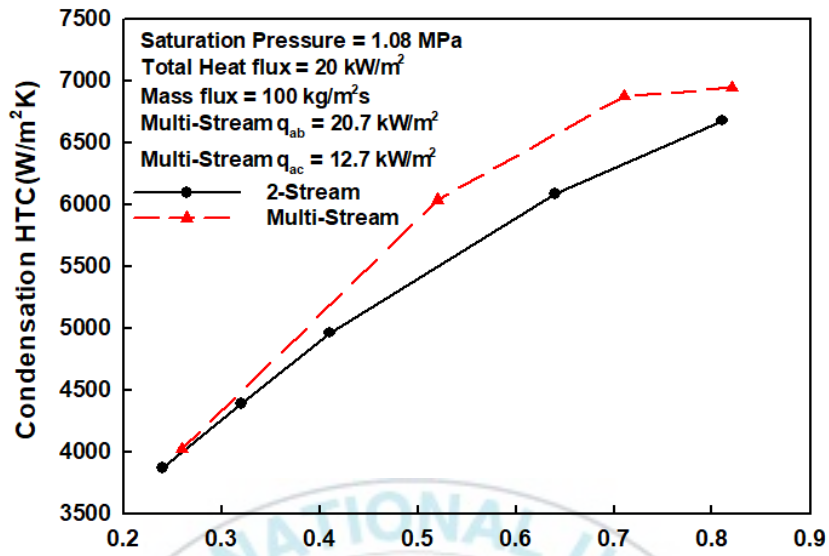


Figure 19 Difference of condensation HTC between multi-stream and 2-stream heat transfer

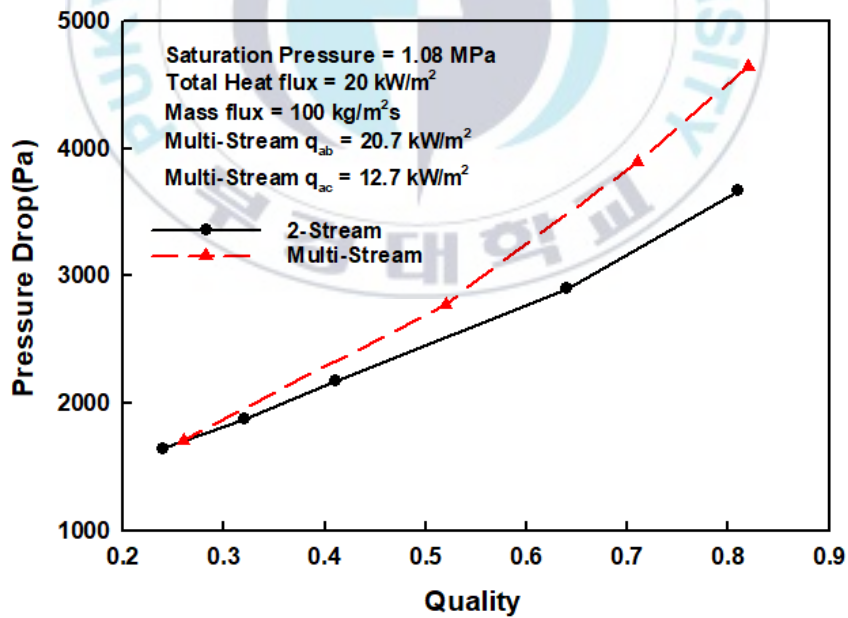


Figure 20 Difference of frictional pressure drop between multi-stream and 2-stream heat transfer

Table 1 Multi-stream PFHE specification

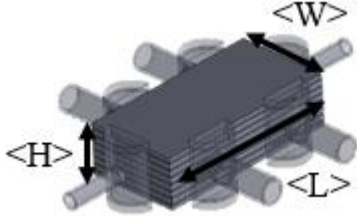
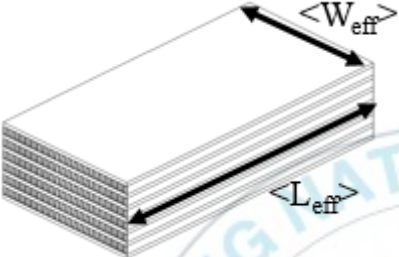
Multi-stream PFHE diagram	PFHE specification
	PFHE Height : $H = 66.18$ mm
	PFHE Length : $L = 244$ mm
	PFHE Width : $W = 124$ mm
	PFHE Effective Length : $L_{\text{eff}} = 80$ mm
	PFHE Effective Width : $W_{\text{eff}} = 40$ mm
	Stacking Pattern : C-A-B-A-B-C (A = R-134a, B & C = Water)

Table 2 Specification of PFHE fin

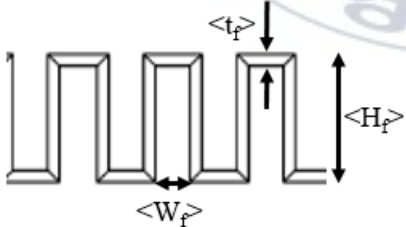
Fin diagram	Fin specification
	Fin type : Plain fin
	Fin height : $H_f = 6.4$ mm
	Fin thickness : $t_f = 0.5$ mm
	Fin frequency : 19 fin/inch
	Flow path width : $W_f = 0.84$ mm

Table 3 Specification of mass flow meter

Equipment	Specification
	Mass flow meter – Endress Hauser Promass 40
	Flow rate range : 0.6 ~ 6 kg/min
	Analog output : 4 ~ 20mA

Table 4 Specification of water flow meter

Equipment	Specification
	Corea flow turbine flow meter
	Flow rate range : 2.84 ~ 28.4 LPM
	Analog output : 4 ~ 20 mA

Table 5 Specification of T-type thermocouple

Equipment	Specification
	ONDI T-type Thermocouple – TT-TE
	Temperature range : -270 ~ 400 °C
	Error range : $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$

Table 6 Specification of pressure transmitter

Equipment	Specification
	Differential pressure transmitter – DPS 20
	Pressure range : 0 ~ 40 kPa
	Accuracy : 0.25 %
	Pressure transmitter – DP520D
	Pressure range : 0 ~ 1600 kPa
	Accuracy : 1 %

Table 7 Specification of power meter

Equipment	Specification
	Yokogawa wt 210
	Accuracy : 0.1 %
	Frequency range : DC, 0.5 ~ 100 Hz

Table 8 Specification of data logger

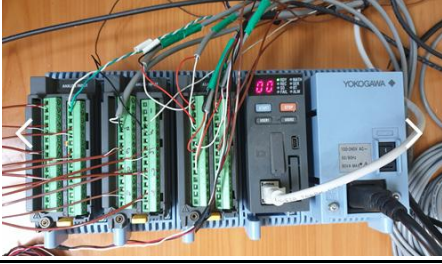
Equipment	Specification
	Yokogawa WT210
	Measurement interval : 100 ms / 10ch minimum

Table 9 Condition and range of single phase experiment

Parameter	Experimental condition/range
Hot side fluid	R-134a (Gas state)
Cold side fluid	Water (Liquid state)
Heat transfer rate	0.7 ~ 2 kW

Table 10 Experimental range of 2-stream condensation heat transfer

Parameter	Experimental condition/range
Quality	0.2 ~ 0.9
Mass flux	70 ~ 130 kg/m ² s
Heat flux	12 ~ 20 kW/m ²
Saturation pressure	1.08 ~ 1.27 MPa

Table 11 Experimental condition/range of multi-stream condensation heat transfer

Parameter	Experimental condition/range
Quality	0.1 ~ 0.9
Multi-stream heat flux	A-B side : 20.7 kW/m ²
	A-C side : 12.7 kW/m ²
Total heat flux	20 kW/m ²
Mass flux	100 kg/m ² s
Saturation pressure	0.98 MPa _g

