공 학 석 사 학 위 논 문

판각형 열교환기내의 R-410A 증발 열전달 및 압력강하 특성에 관한 실험적 연구

지도교수 김 영 수

이 논문을 공학석사학위 논문으로 제출함

2003년 2월

부경대학교 대학원

냉동공조공학과

김 수 진

김수진의 공학석사 학위논문을 인준함

2003년 2월

주 심 공학박사 김 종 수

위 원 공학박사 금 종 수

위 원 공학박사 김 영 수

목 차

CONTENTS I

ABSTRACT III

NOMENCLATURE V

제 1 장 서 론 1

1.1 연구의 배경 및 목적 1

1.2 종래의 연구 3

제 2 장 실험장치 및 방법 10

2.1 실험장치 10

2.2 실험방법 19

제 3 장 데이터 처리 20

3.1 단상 열전달 20

3.2 이상 증발 열전달 20

3.3 증발 마찰 압력강하 21

3.4 불확실도 해석 24

제 4 장 실험결과 및 고찰 26

4.1 단상 열전달 특성 26

4.2 단상 마찰 압력강하 26

4.3 증발 열전달 특성 31
4.4 증발 마찰 압력강하 38

제 5 장 결 론 44

참고문헌 45

감사의 글 49

Experimental Study on R-410A Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics in the Plate and Shell Heat Exchanger

Su-Jin, Kim

Department of Refrigeration Engineering, Graduate School,
Pukyong National University

Abstract

The evaporation heat transfer coefficient and pressure drop characteristics for refrigerants R134a and R410A(a mixture of 50 wt% R32 and 50 wt% R125 that exhibits azeotropic behavior) were conducted with a plate and shell heat exchanger. These results are useful in designing more compact and effective evaporators for various refrigeration and air conditioning systems.

Two vertical counterflow channels were formed in the P&SHE by three plates of geometry with a corrugated trapezoid shape of a chevron angle of 45 degree. Upflow boiling of refrigerants R134a and R410A in one channel receives heat from the hot downflow of water in the other channel. The effects of mass flux, average heat flux and saturation temperature of refrigerants R134a and R410A on the evaporation heat transfer coefficient and pressure drop were explored in detail. The present data show that both the evaporation heat transfer coefficient and pressure drop increase with the mean vapor quality. A differential pressure transducer was used to measure the pressure drop across the test section.

We note that the evaporation heat transfer coefficient and pressure drop are higher at a higher mass flux. Also, the increase in the average heat flux increases the evaporation heat transfer coefficient and pressure drop. As increasing a refrigerant saturation temperature, both the evaporation heat transfer and pressure drop are lower. Finally the evaporation heat transfer coefficients of R410A were much higher than those of R134a and its pressure drops were significantly lower than those of R134a.

This will lead to improved energy efficiency when systems are designed to utilize R410A. A heat exchanger's tube size(designed for R410A) can be reduced significantly to increase the refrigerant mass flux. As a result, a higher refrigerant mass flux will enhance the heat transfer coefficient, thus increasing the system's energy efficiency. The converse implies that equivalent heat exchanger performance could be obtained with less material. Better heat transfer and pressure drop characteristics of R410A indicate that R410A is a potential candidate to replace R22.

NOMENCLATURE

SYMBOLS

A	: Heat transfer area of the plate	[m^2]
b	: Channel spacing	[m]
C_p	: Specific heat	[J/kgK]
D	: Plate diameter	[m]
D_h	: Hydraulic diameter	[m]
g	: Gravity acceleration	[m/s^2]
G	: Mass flux	[kg/m^2s]
h	: Heat transfer coefficient	[W/m^2K]
h_{fg}	: Enthalpy of vaporization	[J/kg]
L	: Channel length from center of inlet port to center of exit port	[m]
LMTD	: Log mean temperature difference	[℃]
m	: Mass flow rate	[kg/s]
Nu	: Nusselt number	
P	: Pressure	[MPa]
Pr	: Prandtl number	
Q	: Heat transfer rate	[W]
q_w''	: Average imposed heat flux	[W/m^2]
R_{wall}	: Heat transfer resistance of the wall	[K/W]
Re	: Reynolds number	
T	: Temperature	[℃]
U	: Overall heat transfer coefficient	[W/m^2K]
u	: Velocity	[m/s]

v	: Specific volume	[m^3/kg]
w	: Channel width of the plate	[m]
x	: Vapor quality	

GREEK SYMBOLS

ΔP	: Pressure drop	[Pa]
ΔT	: Temperature difference	[℃]
Δx	: Total quality change in the exchanger	
μ	: Viscosity	[Ns/m^2]
ρ	: Density	[kg/m^3]

SUBSCRIPTS

ave	: Average
c, h	: At cold side and hot side of the test section
a	: Acceleration
ele	: Elevation
exp	: Experiment
f	: Friction
fg	: Difference between liquid phase and vapor phase
g	: Vapor phase
i, o	: At inlet and exit of test section
l	: Liquid phase
lat	: Latent heats
m	: Average value for the two phase mixture or between the inlet and exit
man	: Test section inlet and exit manifolds and ports

p	: Pre-heater
sat	: Saturate
sens	: Sensible heats
r	: Refrigerant
t	: Test section
w	: Water
wall	: Wall

제 1 장 서 론

1.1 연구의 배경 및 목적

CFC/HCFC계 냉매는 우수한 열역학적, 화학적 성질과 높은 안정성으로 지난 반세기 동안 여러 분야에서 다양하게 사용되었다. 그러나 1974년 Rowland 및 Molina가 CFC계 화합물이 성층권의 오존층을 붕괴한다는 이론을 발표한 이래, 이러한 가설을 증명하는 항공관측이 이루어졌으며 국제환경기구인 UNEP를 중심으로 1987년에 몬트리얼 의정서를 제정하여 전세계적으로 CFC의 사용 및 생산의 규제에 대한 법적인 기준의 틀을 마련하였다. 또한 오존층 붕괴와 더불어 인류가 안고 있는 또 하나의 커다란 환경문제는 지구온난화 현상이다. 지구 온난화에는 냉매 자체로 인한 직접효과와 냉동 및 공조기를 구동하기 위한 전력 생산시 발생하는 이산화탄소로 인한 간접효과가 있다. 따라서 온난화지수가 낮은 냉매를 사용하였지만 시스템의 에너지 성능이 기존 시스템에 비해 저하되었다면, 직접 효과는 줄겠지만 에너지 소비가 늘어나므로 간접효과는 늘어나게 된다. 냉동 및 공조기의 경우에는 간접효과가 직접효과보다 훨씬 커서 전체 효과의 95% 이상을 차지한다. 그러므로 온난화 문제를 해결하기 위해서는 에너지 효율의 증대에 큰 관심을 기울여야 한다. 따라서 일부 선진국들은 천연냉매 및 HFC 혼합냉매를 사용하여 독자적인 연구를 수행하고 있으며 열역학적, 물리화학적 특성을 가짐과 동시에 환경친화적인 혼합냉매가 대체냉매로 많이 개발되었고 연구되고 있는 실정이다.

가정용 냉장고 및 자동차 에어컨 등에 널리 사용되어온 R12를 대체할 수 있는 냉매로는 R134a, R152a 및 사이클로 프로판(RC270) 등이 있다. 또한 열펌프 및 각종 공조기기에 사용되고 있는 R22의 대체냉매로는 R134a, R32를 포함한 HFC 혼합냉매들이 고려되고 있으며 이에 대한 냉매로는 R410A와 R407C 등을 들 수 있다. R410A 냉매는 R32/125(50/50 wt%)의 유사공비 혼합냉매로 온도 글라이드가

매우 작으며(0.1℃) 응축압력이 R22에 비해 60% 정도 높은 고압냉매이다. R410A를 적용할 경우 냉매의 열전달특성이 R22에 비해 우수하며 비체적이 작아 압력강하도 비교적 작고 동일능력을 내기 위한 압축기의 행정체적도 30% 정도 작게 되므로 시스템의 소형화가 가능하다. 따라서 R134a의 경우와 마찬가지로 압축기를 포함한 시스템의 재설계가 요구되나 시스템의 크기가 작아져 원가적인 측면에서도 유리하며 시스템의 최적화시 성능도 R22보다 우수하다. 고압냉매의 사용에 따른 내압특성을 충분히 검토하여 신뢰성을 확보하는 것이 필요하며 효율적인 대응을 위해서는 R410A에 대한 검토와 시스템 적용이 필수적이다.

또한 사용공간의 제약성 및 효율적인 에너지 관리를 위해 열교환기의 개발은 필수적이다. 그 중 하나가 식품, 화학, 선박 및 냉동공조산업에 사용되고 있는 판형 열교환기이다. 판형 열교환기는 1930년대에 최초로 제작되어 실용화되기 시작하였으며, 오늘날과 같은 형태의 전열판(thermal plate)형상을 갖추게 된 것은 1950년대 후반에 빗살무늬(chevron)형태 개념이 도입되면서부터이다. 판형 열교환기를 사용하여 얻는 이점에 대해서는 Williams[1]와 Kerner[2]의 연구 등에서 그 성과가 잘 나타나 있다.

본 연구에서 사용되는 판각형 열교환기(Plate and Shell Heat Exchanger)는 기존의 용접형 판형 열교환기와 유사한 형태로서 판과 셸 구조로 구성되어 있다. 판형 열교환기는 고온, 고압에 적용이 어려우며 프레임 두께로 인해 자체 하중이 증가한다. 이에 반해 판각형 열교환기는 판형 열교환기의 고밀도, 고효율화와 셸 앤 튜브형 열교환기의 고압 내구성을 동시에 갖추고 있다. 전열판은 원형 형태이고 원주형 셸을 이용하여 여러 종류의 전열판을 배열, 적층한 형상으로 각각의 전열판과 전열판 사이에는 유로가 형성되고 이를 가열유체와 피가열유체가 대향류 구조로 흐르고 있다. 전열판의 무늬 방향을 서로 엇갈리게 번갈아 배치함으로서 전열판의 강도를 향상시키고 비교적 얇은 두께(0.7 mm)로 사용압력의 한계를 10 MPa까지 증가시켰다. 열전달 면적 및 와류의 증가로 열전달 향상에 그 이용 전망이 매우 높으나 이론적 해석 및 연구는 다소 미비하며, 열교환

기 설계에 적용할 수 있는 자료는 미흡한 실정이다.

따라서 본 연구는 증발기로 사용되는 판각형 열교환기내의 R134a와 R410A에 대한 증발 전열성능 및 마찰 압력강하 특성을 실험적으로 연구하여 열교환기의 설계자료를 확립하고자 한다.

1.2 종래의 연구

1.2.1 판형 열교환기에 관한 종래의 연구

본 연구와 관련된 판형 열교환기에 관한 논문은 다음과 같다. 판형 열교환기의 기본 이론이 19세기 중엽 발표된 이래로 Edward[3]는 수력직경과 열전달, 압력과의 상관식을 연구하였으며, 또한 일반적인 판형 열교환기의 특성에 관하여 고찰하였다. Focke[4]등은 세브론각에 따른 성능수치를 나타내기 위해서 길이가 고정된 경우, 압력강하가 고정된 경우 등 두 가지로 세분화하여 각각의 경우에 대하여 무차원항으로 표시하였으며 DLCT(diffusion-limited current technique)를 이용해 유동 가시화를 하였다. 또한 Cooper[5]는 판형 열교환기와 관류형 열교환기의 성능 및 장단점을 비교하여 판형 열교환기에서 열전달계수식과 마찰계수식을 제시하였으며 Bounopane[6]등은 단상 유동에서 LMTD방법을 이용하여 판형 열교환기의 설계방법을 제시하였다. Jackon[7]등은 레이놀즈 수가 400이하일 때 가열 및 냉각식 총합 열전달계수 상관식을 제시하였고 이를 실험적으로 검증하였다. 또한 Kandlikar and Shah[8]등은 FDM방법을 사용하여 여러 가지 유로의 숫자와 배열에 대한 끝단 효과(end plate effect)를 연구하였고 Heggs[9]은 전해물질전달방법(electronchemical mass transfer technique)을 이용하여 각기 다른 레이놀즈 수에 대해 국소 열전달계수의 분포를 도시하여 유동을 설명하였다. Bogaert[10]등은 용접형 판형 열교환기의 열수력학적 성능을 수력직경을 기준으로 나타내었으며, 층류와 난류구간으로 구분하여 각각에 대한 상관관계식을 도출하였다. Okada[11]등은 판형 열교환기의 세브론각에 따른 열수력학적 성능을 조사하였으며, Manglik[12]등은 세브론각에 따른 이용 가능한 Nu와 f 상관식을 정리

하였다. 또한 Stasiek[13]등은 용접형 판형 열교환기에서의 열전달, 압력강하, 유동 형태 등을 수치해석과 실험적으로 조사하였다. 그러나 판형 열교환기에 관한 대부분의 연구는 단상 액-액 열전달에 초점을 두고 있다(Shah and Focke[14], Kandlikar and Shah[8]).

1.2.2 이상유동 열전달 및 압력강하에 관한 종래의 연구

냉매의 유동 비등 열전달 특성에 대한 연구는 주로 원형관내 유동에 초점을 맞추고 있으며 좀 더 다양한 형상에 관한 연구가 실험적으로 진행되고 있다. 본 연구와 관련된 이상유동에 관한 연구는 다음과 같다. Nidegger et al.[15]과 Zurcher et al.[16]은 R134a에 대해서 2차 유체 가열방법을 적용하되 열전대를 관 표면에 부착하지 않고 대신에 윌슨플롯방법을 이용하여 간접적으로 열전달계수를 측정하는 연구를 수행하였으며, 한재웅[17]등은 윌슨플롯방법의 사용에 관한 문제점을 지적하였다. 또한 Yan et al[18]등은 윌슨플롯방법을 사용하여 판형 열교환기내 R134a의 증발 열전달 및 압력강하에 특성에 관한 실험을 수행하였다. 최준영[19]등은 기존 냉매인 R22를 포함하여 R125, R32, R134a 등을 사용하여 외경 9.52 mm 마이크로휜관에 대하여 응축 및 증발시 압력강하를 실험적으로 고찰하였다. Eckels and Pate[20]은 수평관, 평활관내에서 R134a의 증발 열전달 실험을 수행하였으며, 그 결과 R134a의 증발 열전달계수는 R12보다 약 35~45% 정도 높게 나타남을 보여주었다. 또한 Hambraeus[21]등은 수평 평활관내 R134a와 R22에 관한 실험을 수행하여 R134a의 증발 열전달계수가 R22보다 높다는 연구결과를 보고하였다. Toricoshi and Ebisu[22]는 R134a, R32, R32/R134a에 관한 실험을 수행하였으며, 황준현[23]등은 R22 및 R410A를 사용하여 질량유속, 열유속에 따른 실험을 수행하여 R410A가 R22보다 증발 열전달계수가 높고 단위길이당 압력강하도 낮다는 것을 보고하였다. 한재웅[24]등은 R22, R134a, R407C의 증발 열전달계수는 비슷하며, 특히 R410A의 열전달계수는 R22보다 약 63% 정도 높게 나타남을 보여주었다. 또한 압력강하에서는 R134a가 가장 높고 R410A의 압력강하가 가장 낮게 나타남을 보고하였다. Wijaya and Spatz[25]는 R22와 R410A에 관한 이상유동실험을 수행하였

으며, 그 결과 R410A의 증발 열전달계수는 R22보다 약 42~63% 정도 높게 나타남을 보여주었다. 또한 압력강하에서도 R22보다 약 24~38% 정도 낮게 나타남을 보고하였다.

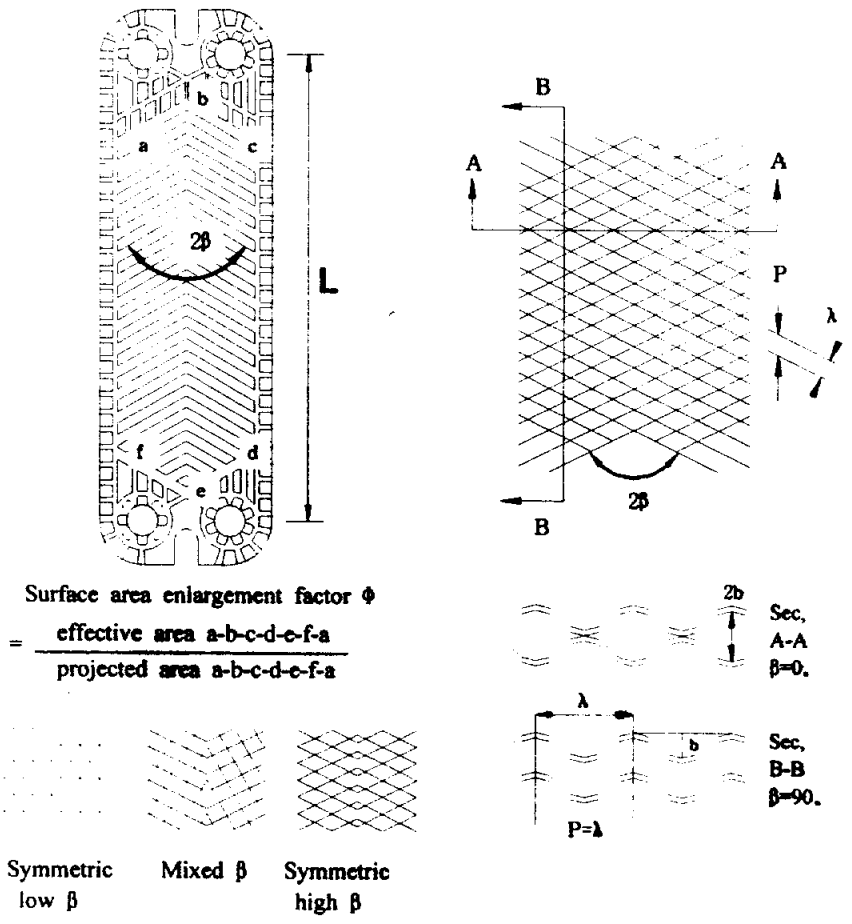


Fig. 1.1 Chevron plates : (a) different chevron angle plates and their stack arrangements. (b) geometrical features of plate corrugations.

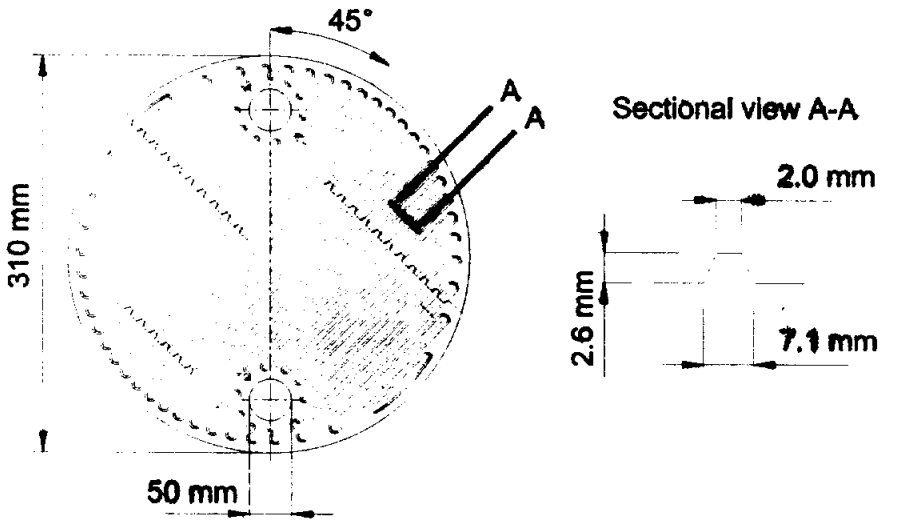
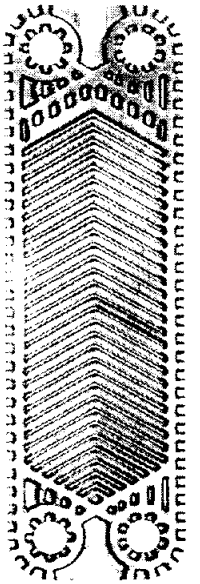


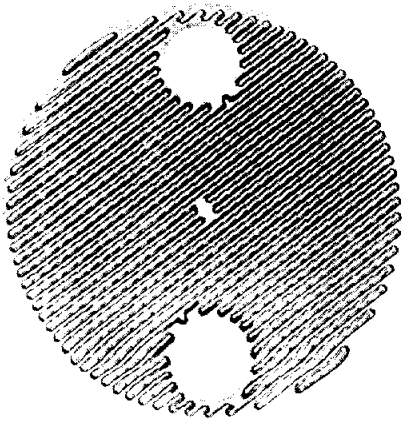
Fig. 1.2 Schematic diagram of heat transfer plate.

Table 1.1 Configuration of the plate and shell heat exchanger.

Plate material	SUS 304
Shell material	Steel
Plate diameter [m]	0.31
Port diameter [m]	0.05
Plate thickness [m]	0.0007
Working pressure [MPa]	Max. 10
Working temperature[℃]	Max. 400, Min. -196
Number of plate	3
Surface per plate [m^2]	0.078
Chevron angle [°]	45



(a)



(b)

photo. 1.1 (a) Photograph of plate in plate heat exchanger.
(b) Photograph of plate in plate and shell heat exchanger.

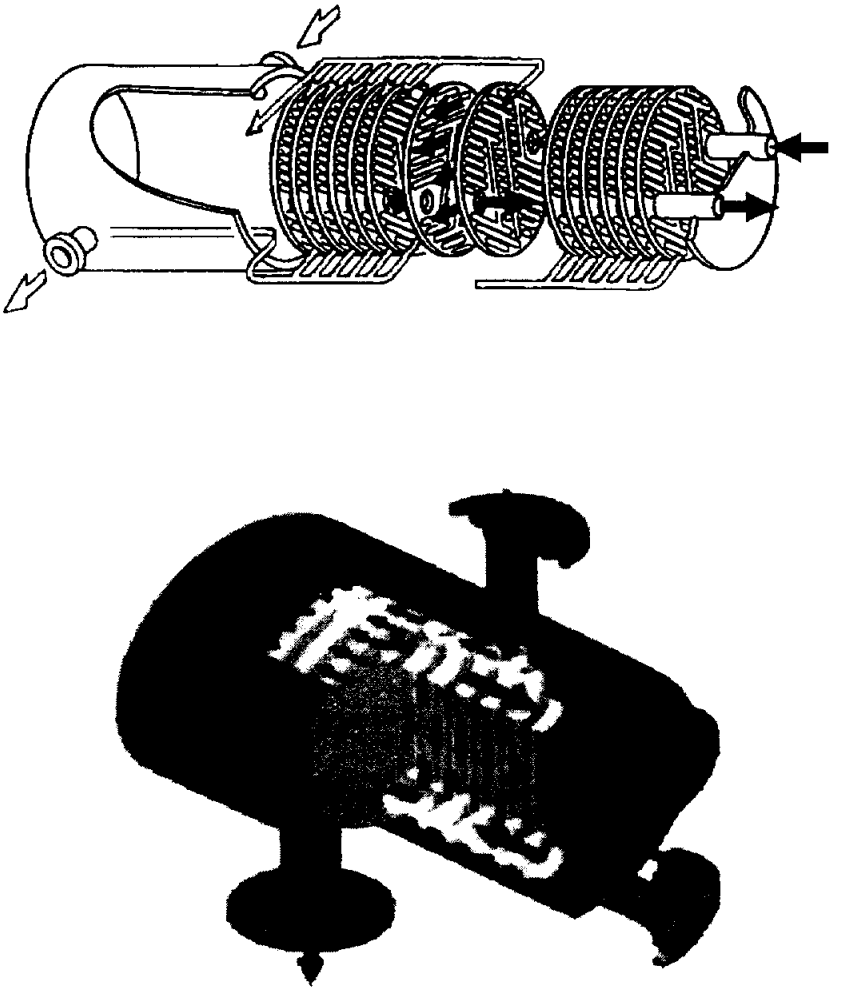


Fig. 1.3 Flow direction in the plate and shell heat exchanger.

제 2 장 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

판각형 열교환기의 R134a와 R410A 증발 전열성능 및 마찰 압력강하 특성을 분석하기 위한 실험장치의 개략도는 Fig. 2.1과 같다. 실험장치는 시험부, 냉매회로, 온수 및 냉각수 회로, 온도 및 압력측정 그리고 데이터 취득에 필요한 장치로 구성되어 있다.

2.1.1 판각형 열교환기(P&SHE) : 시험부

판각형 열교환기의 순환 형식과 시험부의 형상을 Fig. 2.2와 Photo. 2.2에 각각 나타내었다. 앞서 설명한 바와 같이 본 연구에 사용된 전열판의 형상은 원형이고 원주형 셀을 이용하여 3장의 전열판을 배열, 적층한 형상으로 각각의 전열판과 전열판 사이에는 유로가 형성되고 이를 가열유체와 피가열유체가 대향류 구조로 흐르고 있다. 판은 빗살무늬 형상으로 세브론 각은 45°, 두께는 0.0007 m, 직경은 0.31 m, 포트 직경은 0.05 m이다. 판과 판 사이에 형성된 유로를 통해 냉매는 상향식, 온수는 하향식으로 각각 대향류 형태로서 열교환이 이루어진다. 시험부내에서의 열전달은 셀측의 온수 유량과 입·출구 온도차로 전열량을 구하였다.

2.1.2 냉매 회로

냉매회로는 냉매펌프, 질량유량계, 예열기, 시험부, 응축기, 수액기, strainer, dryer/filter, sight glass 등으로 구성되어 있다. 냉매순환펌프는 모터의 회전수를 제어하여 냉매유량을 조절하는 Tuthill사 자기구동(magnet drive) 기어펌프를 사용하였으며 냉매유량은 수액기와 냉매펌프 사이의 질량유량계(OVAL, Model D040S-SS-322, 용량 : 0~18 kg/min, accuracy ±0.2%)를 통해 측정하였다. 또한 바이패스 밸브를 사용하여 냉매유량을 조절하였다. 예열기는 원하는 냉매입구건도를 맞추기 위해 사용되었으며, 그 열량은 파워메타(YOKOGAWA, Model

3533EAC)를 통해 측정하였다. 응축기는 시험부에 나온 냉매증기를 완전 응축시키기 위해서 사용되었으며 시스템의 압력은 응축기에서 냉각수의 온도와 유량을 변화시켜 조절하였다. 또한 냉매 흐름의 가시화를 위해서 곳곳에 sight glass를 설치하였다.

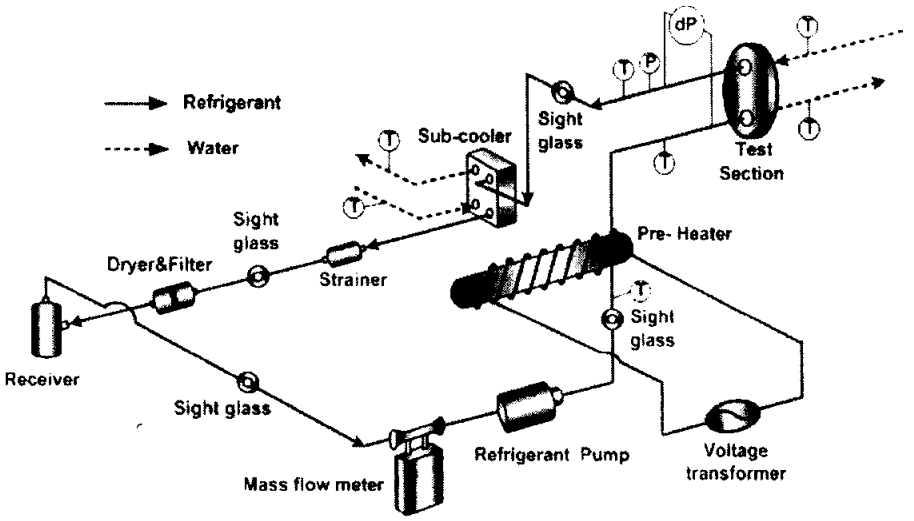


Fig. 2.1 Schematic diagram of experimental system.

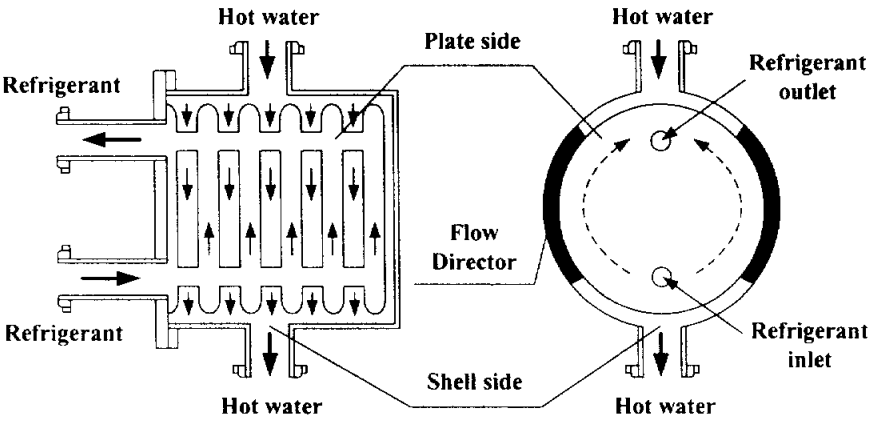


Fig. 2.2 Details of flow direction in the plate and shell heat exchanger.

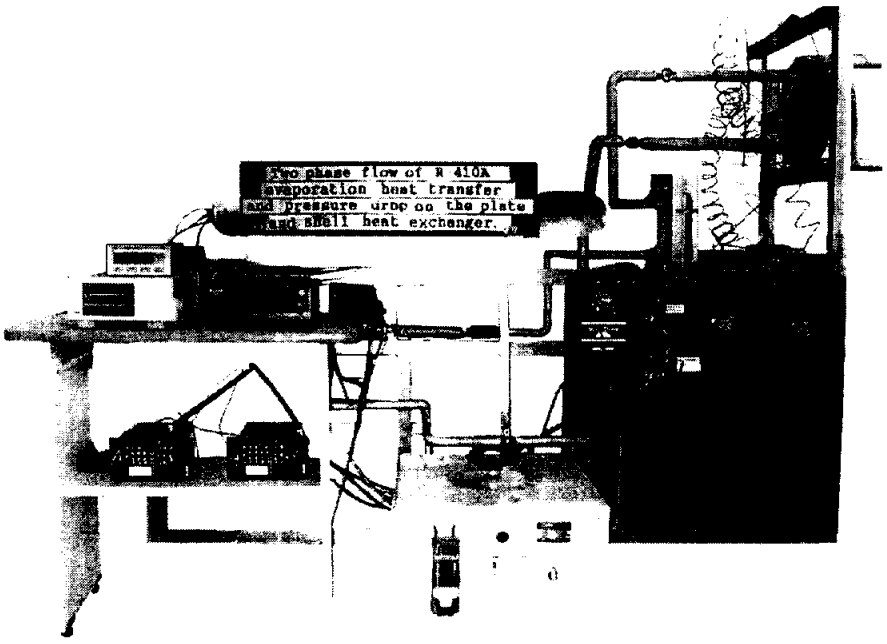


Photo. 2.1 Photograph of the experimental system.

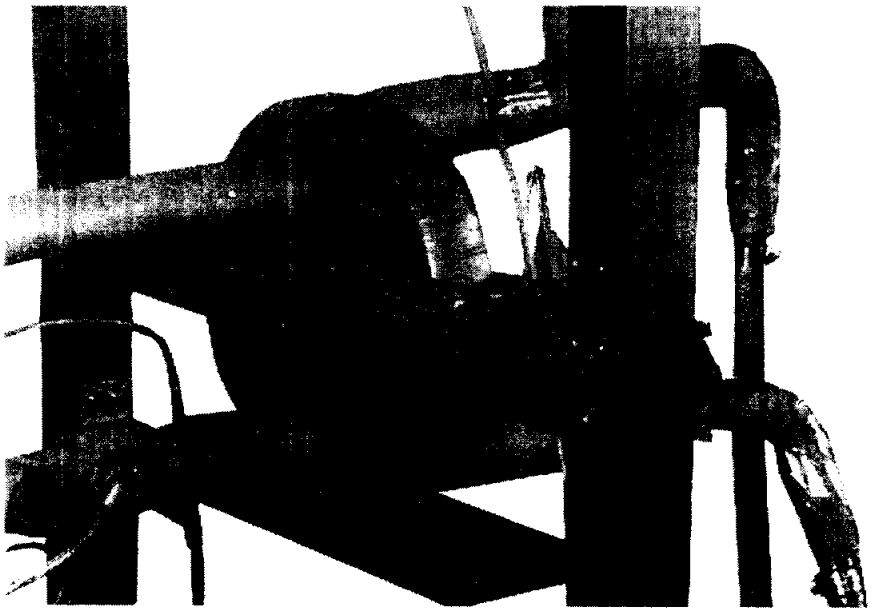


Photo. 2.2 Photograph of the test section

2.1.3 온수 및 냉각수 회로

Photo. 2.3과 Photo. 2.4에서와 같이 온수 및 냉각수회로는 200 liter의 일정한 온도의 물이 항온조에서 순환펌프를 사용하여 각각 시험부의 셀측과 응축기에 보내지도록 설계되었다. 시험부 셀측 항온조는 5 kW 히터와 1 RT급 냉동기를 설치하였고, 응축기측 항온조는 5 kW 히터와 5 RT급 냉동기를 설치하여 냉각 및 가열이 용이하도록 설계하였다. 또한 시험부내로 흐르는 온수의 유량은 항온조와 시험부 사이에 설치된 질량유량계(OVAL, D040S-SS-322)로 측정하였으며 유량은 인버터로 조절하였다.

2.1.4 온도 및 압력 측정

시험부와 응축기측에 각각 온도센서(T-type Thermocouple)를 설치하여 온도를 측정하였고, 시스템 압력을 측정하기 위해 압력트랜스듀서(DRUCK, PMP1400, accuracy 0.25%)를 시험부 입구에 설치하였다. 또한 시험부 내에서의 압력손실을 측정하기 위해 차압트랜스듀서(DRUCK, PMP4170, accuracy 0.2%)를 설치하였다.

2.1.5 데이터 측정

모든 데이터는 Fluke사 NetDAQ 2645A를 사용하여 처리하였으며 이것을 PC와 연결하여 데이터를 모니터링하고 저장하였다. 데이터 취득은 질량유속의 변화가 3% 이하, 열유속의 변화가 5% 이하, 시스템 포화온도의 변화가 1% 이하인 정상상태 후 5분간 5초 간격으로 하였다.

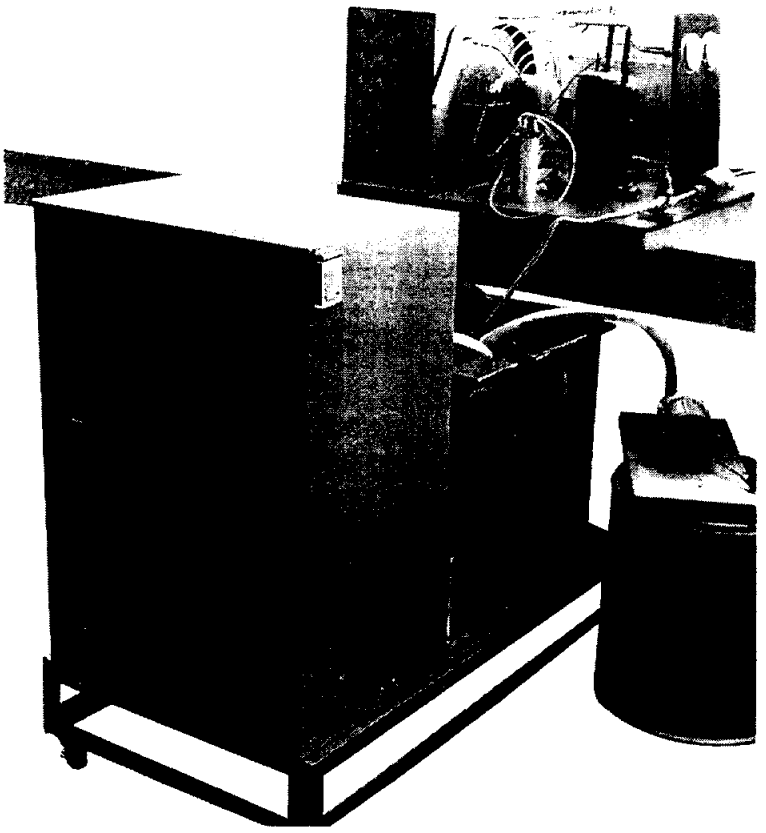


Photo. 2.3 Photograph of constant temperature bath with water for the test section.

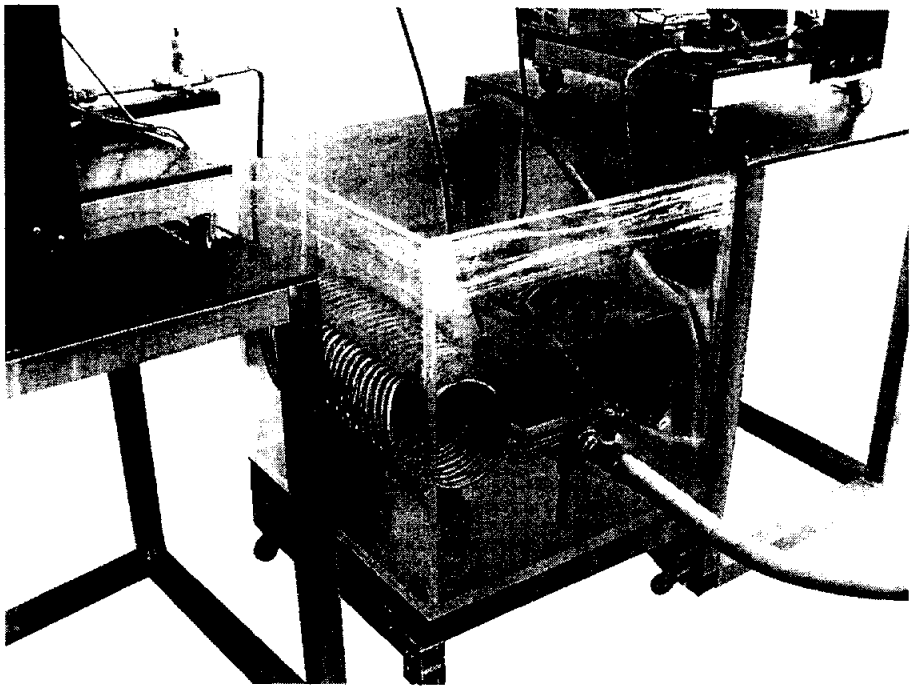


Photo. 2.4 Photograph of constant temperature bath with water for the sub-cooler.

2.2 실험방법

실험에 앞서 단상 열전달 실험을 수행하여 시험부 셀측에 대한 열전달 상관식을 구하였다. 시험부 셀측 열전달계수는 수정된 윌슨 플롯법을 사용하여 레이놀즈 함수로 도출하였다. 수정된 윌슨 플롯을 이용하여 간접적으로 냉매측 열전달 계수를 구하는 경우에는 먼저 셀측 환상공간의 열전달계수를 예측한 뒤 이를 이용하여 총괄열전달 저항식으로부터 간접적으로 냉매측 열전달계수를 구하게 된다. 판각형 열교환기의 경우에는 판 내벽온도를 직접 측정할 수 없으므로 수정된 윌슨 플롯법을 이용하여 간접적으로 열전달계수를 측정하였다.

R134a, R410A 증발실험에서는 먼저 장치내의 불응축가스를 제거하기 위하여 진공펌프로 장치내부를 진공상태로 유지하였다. 불응축가스가 완전히 제거된 것으로 고려될 때까지 수차례 냉매를 충전·배출시킨 후, 냉매를 충전시켜 실험을 하였다. 장치를 가동하여 냉매의 포화압력과 포화온도를 관찰하여 평형상태로 유지되는 정상상태가 된 후, 냉매건도에 따른 실험을 수행하였다. 시험부 냉매입구건도는 예열기에서 원하는 건도로 조절되며, 시스템의 압력은 응축기에서 냉각수의 온도와 유량을 변화시켜 조절하였다. Table 2.1은 본 실험에 적용한 실험범위 및 조건을 나타냈다.

Table 2.1 Test conditions

Refrigerant	R134a, R410A
Refrigerant mass flux [kg/m^{2}s]	45, 55, 65
Heat flux [kW/m^2]	4, 6
Refrigerant saturated temperature [℃]	15, 20

제 3 장 데이터 처리

수력학적 직경의 정의로부터 Shah and Wanniarachchi[26]는 판의 폭(w)이 채널의 간격(b)보다 훨씬 클 때 판형 열교환기의 수력학적 직경으로 채널간격의 두 배를 제안하였다. 따라서 본 연구에서도 이와 같이 사용하였다.

$$D_h = \frac{4 \times flow\ cross-sectional\ area}{wetted\ perimeter} = \frac{4 \times w \times b}{2w+2b} \cong 2b \quad \text{for} \quad w \gg b \quad (1)$$

여기서, b는 판의 정상에서 바닥까지의 높이로 정의된다. 따라서 Reynolds수는 다음과 같이 정의된다.

$$Re = \frac{\rho D_h u}{\mu} = \frac{G D_h}{\mu} \quad (2)$$

여기서, G는 전열판의 상당직경인 2/3 D를 기준으로 한 단위채널당의 질량유속을 나타낸다.

3.1 단상 열전달

판각형 열교환기의 단상 열전달 실험에서 유체의 물성치들은 입·출구온도의 체적평균온도(bulk fluid temperature)에 의해 계산되어졌다. 온수측과 냉수측 사이에서의 에너지 밸런스는 모든 경우에 3% 이내로 나타났다.

$$\frac{|Q_{w,h} - Q_{w,c}|}{Q_{ave}} \leq 3\% \quad (3)$$

$$Q_{w,h} = m_{w,h} C_{p,w} (T_{w,h,i} - T_{w,h,o}) \quad (4)$$

$$Q_{w,c} = m_{w,c} C_{p,w} (T_{w,c,o} - T_{w,c,i}) \tag{5}$$

$$Q_{ave} = \frac{Q_{w,h} + Q_{w,c}}{2} \tag{6}$$

두 측 사이에서의 총괄 열전달계수(overall heat transfer coefficient)는 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$U = \frac{Q_{ave}}{A \cdot LMTD} \tag{7}$$

여기에서 A는 판의 실제 주름진 표면을 차지하고 있는 열전달 면적이다. 대수평균온도차(LMTD)는 두 개의 대향류 채널의 입·출구 온도로부터 정의되어진다.

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \tag{8}$$

$$\Delta T_1 = T_{w,h,i} - T_{w,c,o} \tag{9}$$

$$\Delta T_2 = T_{w,h,o} - T_{w,c,i} \tag{10}$$

온수측과 냉수측의 동일한 열전달 면적의 관점에서 양 측면에서의 총괄 열전달계수와 대류 열전달계수 사이의 관계는 다음과 같이 표현된다.

$$\left(\frac{1}{h_{w,h}}\right) = \left(\frac{1}{U}\right) - \left(\frac{1}{h_{w,c}}\right) - R_{wall} A \tag{11}$$

$h_{w,h}$와 $h_{w,c}$를 구하기 위해 수정된 윌슨 플롯법(Modified Wilson plot method)[27]을 사용하였다.

3.2 이상 증발 열전달

시험부 내의 전열량은 셀측의 온수 전열량에 따라 다음의 식으로 구해진다.

$$Q_t = m_{w,h} C_{p,w}(T_{w,h,i} - T_{w,h,o}) \tag{12}$$

시험부로 들어가는 냉매건도는 예열기에서의 전열량에 의해 구해진다. 예열기에서의 열전달은 포화온도까지의 현열 열전달과 일정건도의 잠열 열전달로 구성된다.

$$Q_p = Q_{sens} + Q_{lat} \tag{13}$$

$$Q_{sens} = m_r C_{p,r}(T_{sat} - T_{p,i}) \tag{14}$$

$$Q_{lat} = m_r h_{fg} x_i \tag{15}$$

위 식들로부터 냉매입구건도 x_i은 다음과 같다.

$$x_i = \frac{1}{h_{fg}}\left[\frac{Q_p}{m_r} - C_{p,r}(T_{sat} - T_{p,i})\right] \tag{16}$$

시험부 판측을 지나는 동안 냉매건도의 변화는 다음과 같다.

$$\Delta x = \frac{Q_t}{m_r h_{fg}} \tag{17}$$

따라서 시험부에서의 평균 냉매건도는 다음과 같다.

$$x_m = x_i + \frac{\Delta x}{2} \tag{18}$$

판각형 열교환기에서 R134a와 R410A의 유동에서 증발 열전달계수는 다음의 식에 의해 계산되어진다.

$$\left(\frac{1}{h_r}\right)=\left(\frac{1}{U}\right)-\left(\frac{1}{h_{w,h}}\right)-R_{wall}A \tag{19}$$

여기에서 $h_{w,h}$는 단상 열전달에서 구한 상관식으로 결정된다.

3.3 증발 마찰 압력강하

R134a와 R410A가 판각형 열교환기를 지나 증발할 때, 마찰에 의한 압력강하 ΔP_f는 다음과 같이 계산하였다.

$$\Delta P_f = \Delta P_{\exp} - (\Delta P)_{port} - \Delta P_a - \Delta P_{ele} \tag{20}$$

여기서, $\Delta P_{\exp}$는 측정된 전체 압력강하, $(\Delta P)_{port}$는 시험부의 입·출구 포트부분에서의 압력손실, ΔP_a는 가속도에 의한 압력강하, 그리고 ΔP_{ele}는 중력에 의한 압력강하이다. 가속도 및 중력에 의한 압력강하는 이상 기-액 유동에 대하여 균질모델에 의해 계산되었다.

$$\Delta P_a = G^2 v_{fg}\Delta x \tag{21}$$

$$\Delta P_{ele} = \frac{gL}{v_m} \tag{22}$$

여기서, v_m은 기와 액이 균일하게 혼합되었을 때 기-액 혼합의 비체적이며 다음과 같이 주어진다.

$$v_m = [x_m v_g + (1-x_m)v_l] = (v_l + x_m v_{fg}) \tag{23}$$

입·출구의 포트에서의 압력강하는 Shah and Focke[14]에 의해 경험적으로 제안되었다. 이것은 입구에서의 유동확대에 대한 수두의 대

략 1.5배이다.

$$(\Delta P)_{port} \approx 1.5\left(\frac{u^2{}_m}{2v_m}\right)_i \tag{24}$$

여기서, u_m은 평균 유동속도이다. 균질모델에 대해 평균 속도는 다음과 같다.

$$u_m = Gv_m \tag{25}$$

여기서, G는 포트에서의 질량유속을 나타낸다. 이와 같이 계산하면, 시험부 입·출구 포트에서의 압력손실, 가속도에 의한 압력강하, 그리고 중력에 의한 압력강하는 매우 작으며 실제 마찰 압력강하는 측정된 전체 압력강하의 96~99%를 차지한다. 앞의 식들로부터 판각형 열교환기의 R134a와 R410A 증발 마찰인자는 다음과 같이 계산된다.

$$f_{TP} \equiv \frac{\Delta P_f D_h}{2G^2 v_m L} \tag{26}$$

3.4 불확실도 해석

실험결과에 대한 불확실도 해석은 Kline과 McClintok[28]가 제안한 식으로 계산되었으며 그 결과들을 Table 3.1에 나타내었다. m

Table 3.1 Parameters and estimated uncertainties

Parameter	Uncertainty
Temperature, T(℃)	±0.1
△T(℃)	±0.2
Pressure, P(MPa)	±0.002
Pressure drop, △P(Pa/m)	±200
Water flow rate, m(%)	±1.5
Mass flux of refrigerant, G(%)	±2
Single phase heat transfer coefficient (%)	±10
evaporation heat transfer coefficient (%)	±18.6

제 4 장 실험결과 및 고찰

4.1 단상 열전달 특성

본 실험에 앞서 물 대 물 단상실험이 이루어졌으며 본 연구에서는 수정된 윌슨 플롯법을 사용하여 시험부의 열전달계수를 레이놀즈수의 함수로 도출하였다. Fig. 4.1에 시험부의 수정된 윌슨 플롯 결과를 나타내었으며 판측과 셀측에 관한 상관식을 구하였다. 여기서, X_1 과 Y_1은 다음과 같다.

$$X_1 = \frac{1}{\left(\frac{k_f}{D_h}\right) Re^m \ \mathrm{Pr}^{1/3}}$$

$$Y_1 = \left(\frac{1}{UA} - R_{wall}\right)A$$

최소자승법을 사용하여 셀측의 상관식을 구해 보면 다음과 같다.

$$Nu_s = 0.028 \ Re^{0.92} \ \mathrm{Pr}^{1/3}$$

또한, 같은 방법으로 판측의 상관식을 구하면 다음과 같다.

$$Nu_p = 0.075 \ Re^{0.81} \ \mathrm{Pr}^{1/3}$$

판측과 셀측의 열전달율은 3% 이내로 잘 일치하였다.

4.2 단상 마찰 압력강하

Fig. 4.2와 Fig. 4.3에는 판각형 열교환기에 대한 마찰 압력강하와

마찰인자 상관식을 최소 자승법을 사용하여 레이놀즈수의 함수로 나타내었다. Fig. 4.3에서와 같이 상관식과 실험결과와의 평균오차는 3% 이내로 잘 일치하였다.

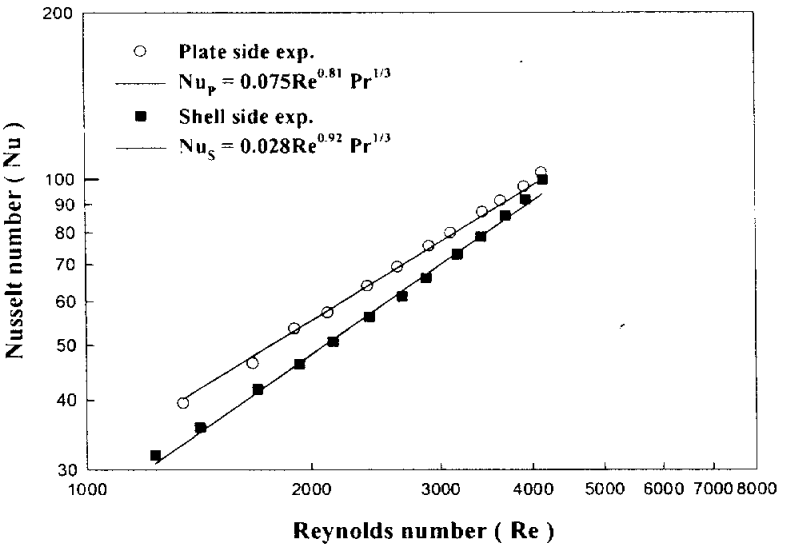


Fig. 4.1 Nusselt number in the plate and shell side.

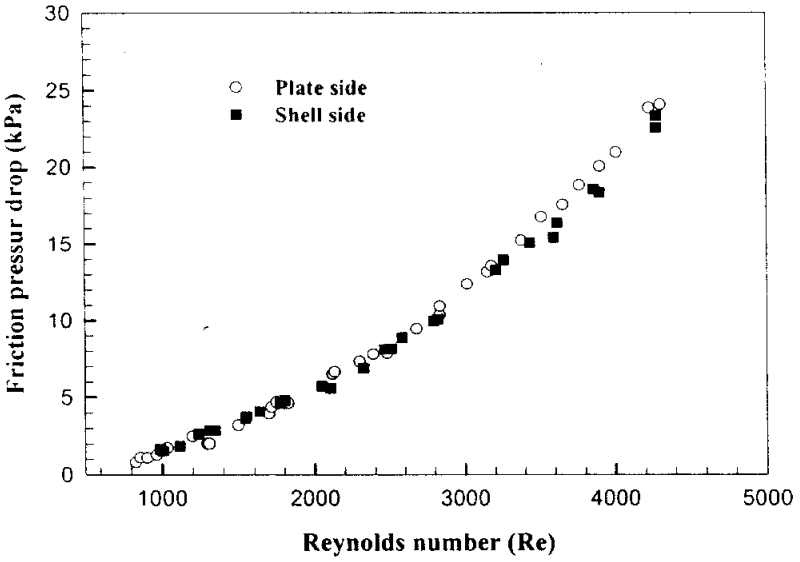


Fig. 4.2 Experimental results for frictional pressure drop in the plate and shell side.

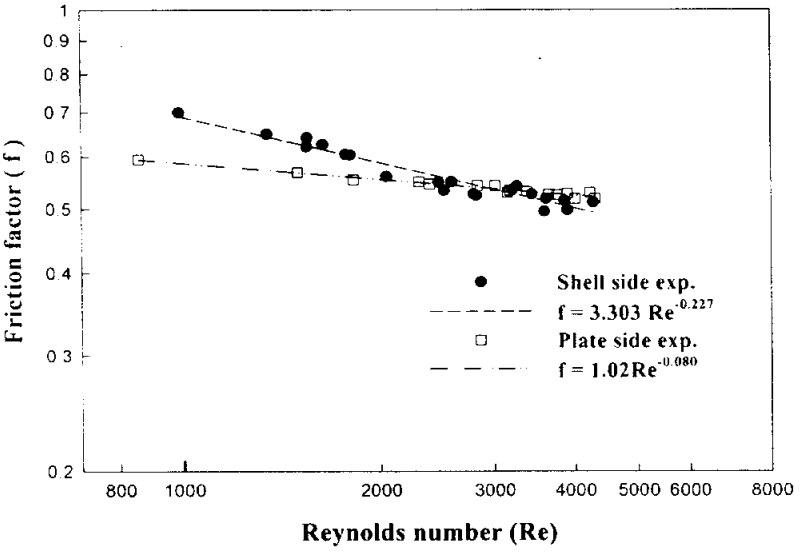


Fig. 4.3 Experimental results for friction factor in the plate and shell side.

4.3 증발 열전달 특성

판각형 열교환기에서 냉매 R134a, R410A의 증발 열전달에 대한 질량유속 45, 55, 65 kg/m^{2}s, 열유속 4, 6 kW/m^2, 냉매 포화온도 15, 20℃의 영향이 다음과 같이 실험되었다. 실험에서 측정된 데이터들은 각 조건에 대하여 냉매건도에 따른 열전달계수의 변화를 도시하기 위해 Fig. 4.4~4.7에 나타내었다.

Fig. 4.4는 냉매 포화온도 20℃, 열유속 6 kW/m^{2}에서 질량유속이 45, 55, 65 kg/m^{2}s 로 변할 때 평균 냉매건도에 따른 증발 열전달계수를 보여주고 있다. 이 때 평균 냉매건도는 0.1에서 0.75까지 변화한다. Fig. 4.4에서 알 수 있듯이 R134a, R410A의 경우, 질량유속이 증가함에 따라 높은 증발 열전달계수를 나타내고 있다. 특히 R410A의 경우는 질량유속이 65 kg/m^{2}s일 때 증발 열전달계수는 건도가 0.1일 때 보다 0.57일 때가 약 17% 정도 높게 나타났다. 이는 고건도로 갈수록 강제대류에 의한 열전달이 우세하므로 질량유속으로 인한 냉매의 속도 효과가 커지기 때문이다. 즉 증발과정에서 증기체적의 증가는 증기유동을 빠른 속도로 움직이게 한다. 이것은 채널에서 교대로 인접한 액막을 많은 양의 액적으로 만들어 액막을 감소시킨다. 즉 건도가 높아질수록 빠른 기상의 속도에 의해 액막이 얇아져 액막의 대류열저항이 감소하기 때문이다. 또한 액막두께의 감소와 질량유속의 증가로 인하여 열저항이 감소되는 것과 더불어 관측내의 난류도가 증대되어 증발 열전달이 향상되는 것으로 사료된다. R410A의 질량유속이 55 kg/m^{2}s일 때는 전체적으로 열전달계수가 건도에 관계없이 일정하게 나타났는데 이는 질량유속이 적을수록 핵비등이 왕성하고 대류증발 효과가 작기 때문이라 사료된다. 즉 핵비등이 활성화되고 대류증발이 일어나지 못해 핵비등 이탈(DNB)현상이 발행하여 x_m>0.5이후에는 급격히 증발 열전달계수가 감소된다고 판단된다. 또한 낮은 질량유속인 45 kg/m^{2}s에서는 건도가 증가할수록 서서히 증발 열전달계수가 감소하고 있다. 질량유속이 65 kg/m^{2}s일 때 R410A의 증발 열전달 계수는 R134a에 비해 평균 60% 정도 높게 나타났다. 이는 R410A의 점성이나 표면장력이 R134a에 비해 작아 기체상과 액체상 사이의 표면파형의 변화가 심하여 열전달 메커니즘이 활성화될

가능성이 더 크며, 또한 액상의 열전달계수가 크기 때문이라고 사료된다. 따라서 R410A가 R134a보다 증발 열전달계수의 증가 폭이 크고, 질량유속의 증가에 따른 열전달계수의 기울기도 크게 나타나고 있다.

Fig. 4.5는 질량유속이 55 kg/m^{2}s, 냉매 포화온도 20℃에서 열유속이 각각 4, 6 kW/m^{2}로 변할 때 평균 냉매건도에 따른 증발 열전달계수를 보여주고 있다. 두 가지 경우의 열유속은 시험부의 온수 입구 온도를 변화시켜 조절하였다. Fig. 4.5에서와 같이 열유속이 증가할수록 높은 증발 열전달계수를 나타내고 있다. 이는 저건도에서 열유속이 증가함에 따라 핵비등이 활성화되기 때문이다. 또한, R410A의 x_m<0.5와 R134a의 x_m<0.25영역에서는 R410A의 증발 열전달계수가 R134a보다 열유속에 다소 민감하다는 사실을 알 수 있다. 이는 R410A가 R134a보다 열유속에 따른 핵비등의 영향이 전 증발과정에서 더 큰 비중을 차지한다는 것을 의미한다. 그러나 R410A의 경우는 열유속이 6 kW/m^{2}일 때 건도 0.5 이후에는 증발 열전달계수가 급격히 감소하고 R134a의 경우는 건도 0.25이후에 서서히 감소하고 있다. R134a와 R410A 모두 열유속 4 kW/m^{2}일 때는 건도가 높을수록 증발 열전달계수가 증가하고 있다.

Fig. 4.6은 증발 열전달에서의 냉매 포화온도의 영향을 나타내고 있다. R134a와 R410A에 대해 냉매 포화온도 15, 20℃에서 실험을 하였고, 이 때 냉매의 질량유속은 55 kg/m^{2}s, 열유속은 6 kW/m^{2}이다. Fig. 4.6에서와 같이 R134a와 R410A 모두 포화온도가 증가할수록 낮은 증발 열전달계수를 나타내고 있다. 냉매 포화온도 증가에 따른 R134a의 증발 열전달계수가 약 58% 감소한 반면에 R410A는 약 20% 감소하였다. 이는 포화온도가 증가할수록 냉매증기의 낮은 비체적에 기인하여 낮은 증기속도와 증발잠열이 감소하기 때문이다. 또한 R410A에서 냉매 포화온도가 15℃일 경우, 저건도 영역($x_m \leq 0.3$)에서는 포화온도의 영향이 작지만 고건도 영역에서는 증발 열전달계수의 차이가 크다는 것을 알 수 있다. 저건도 영역에서는 핵비등 억제가 발생함으로써 열전달계수가 다소 감소하나 건도가 증가할수록 대류증발이 일어남으로써 열전달계수가 다시 증가하는 경향이 나타난다고 사료된다.

Fig. 4.7은 열유속 6 kW/m^2, 냉매 포화온도 20℃일 때 질량유속 45, 55, 65 kg/m^{2}s에 따른 R134a, R410A의 증발 열전달계수를 나타내고 있다. Fig. 4.7에서 R410A는 R134a보다 평균 60% 정도 증발 열전달계수가 높게 나타났다. R410A의 열전달계수가 매우 높게 나타나는 이유는 R410A의 환원압력(reduced pressure) P_r가 매우 높기 때문이라 판단된다. Chiou et al.[29]에 의하면 P_r가 높을수록 형성되는 기포의 크기가 작아지기 때문에 핵비등이 더 활발하게 일어나 열전달계수가 향상된다고 발표한 바 있다. 따라서 본 실험조건의 질량유속에서는 핵비등이 지배적으로 나타나므로 R410A처럼 P_r가 높은 냉매일수록 열전달계수가 높게 나타난다고 사료된다.

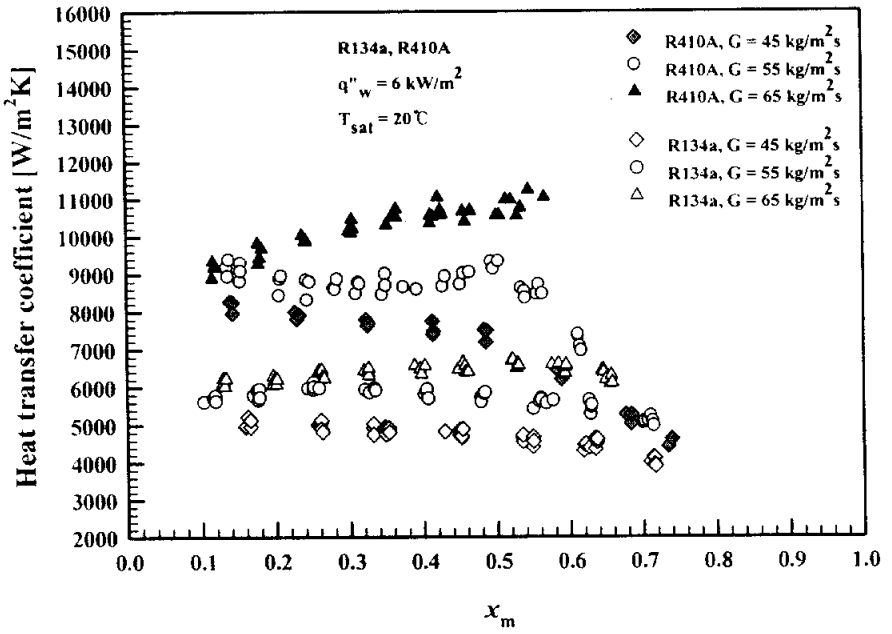


Fig. 4.4 Variations of evaporation heat transfer coefficient with mean vapor quality for various mass fluxes.

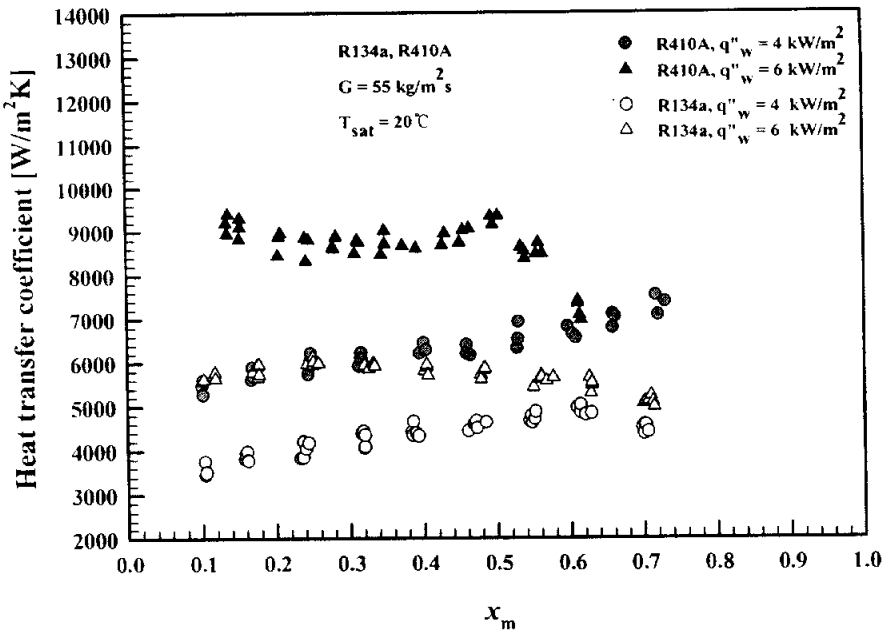


Fig. 4.5 Variations of evaporation heat transfer coefficient with mean vapor quality for two heat fluxes.

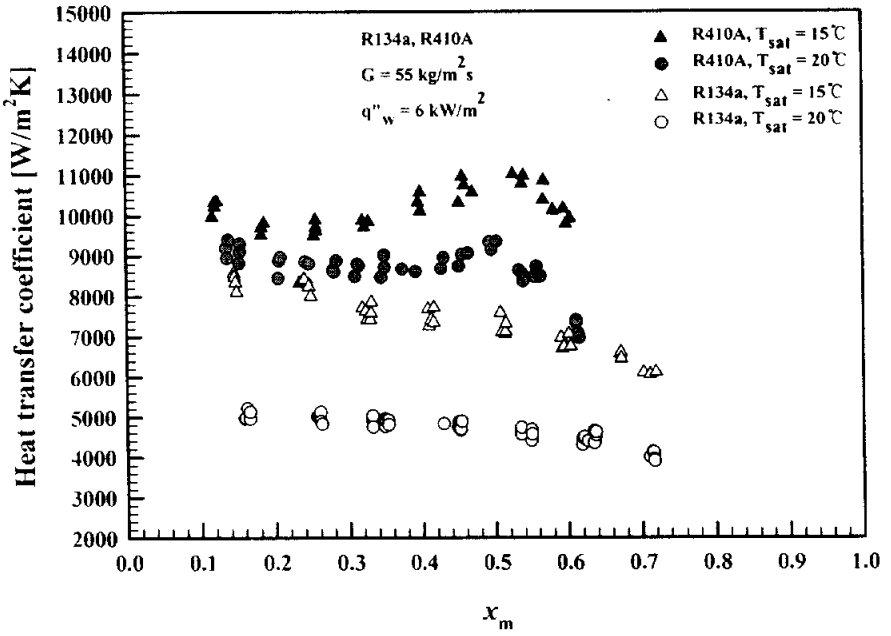


Fig. 4.6 Variations of evaporation heat transfer coefficient with mean vapor quality for two saturation temperature.

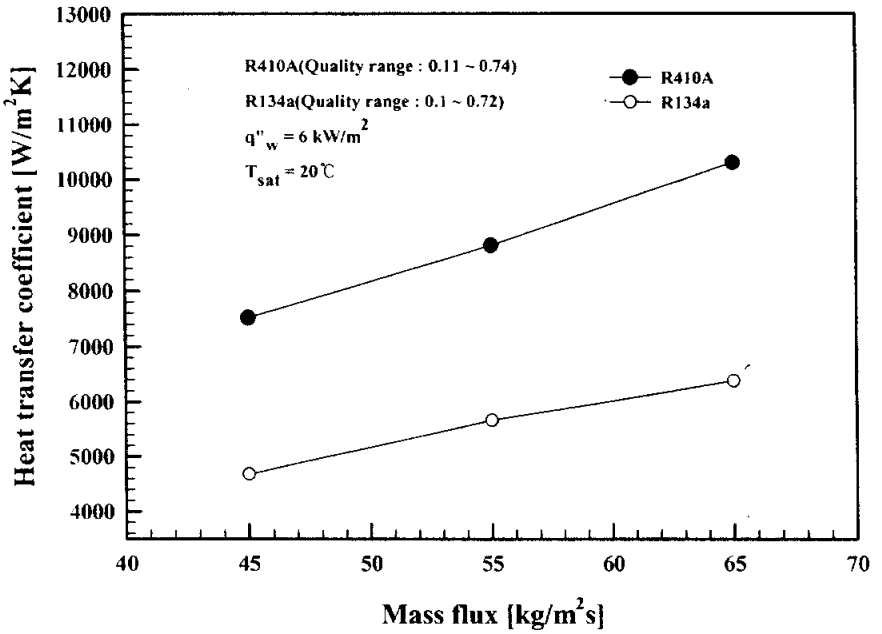


Fig. 4.7 Effects of mass fluxes on the evaporation heat transfer coefficient with R134a and R410A.

4.4 증발 마찰 압력강하

판각형 열교환기내의 R134a, R410A 마찰 압력강하에 대하여 질량유속, 열유속 그리고 냉매 포화온도에 따른 영향을 다음과 같이 실험하였다. 각 실험조건에 대하여 냉매건도에 따른 마찰 압력강하의 변화를 Fig. 4.8~4.11에 나타내었다.

Fig. 4.8은 질량유속이 45, 55, 65 kg/m^{2}s로 변할 때 평균 냉매건도에 따른 마찰 압력강하를 보여주고 있다. 이때 열유속은 6 kW/m^{2}이고 냉매 포화온도는 20℃이다. Fig. 4.8에서와 같이 R134a, R410A 모두 질량유속과 건도가 증가할수록 마찰 압력강하도 증가하고 있음을 알 수 있다. 특히 질량유속이 65 kg/m^{2}s일 때 R134a의 경우에는 건도가 0.14일 때보다 0.66일 때가 약 24% 정도 높게 나타났으며 R410A의 경우에는 약 12% 정도 높게 나타났다. 이는 고건도 영역에서는 증기의 속도가 빠르기 때문에 이에 따라 압력강하도 증가하기 때문이다. 한편 R134a의 경우는 R410A보다 질량유속에 의한 영향이 더욱 크게 나타나고 있으며 특히 R134a는 R410A보다 질량유속이 65 kg/m^{2}s일 때 마찰 압력강하가 약 59% 정도 높게 나타났다. 이는 이상유동에서 압력강하가 기체상과 액체상의 속도 변화에 의한 마찰항이 제일 큰 값을 차지하는 요인이라는 점을 감안할 때, R134a가 R410A에 비해 압력강하가 큰 것은 액체의 점성계수가 크고 기체의 밀도가 작기 때문이다. 또한 R134a에 대한 포화액체와 포화기체의 점성의 차이가 R410A에 비해 크므로 증발현상이 진행될수록 R134a의 압력강하의 기울기도 점차로 커지게 된다. R134a는 R410A보다 마찰 압력강하도 클 뿐만 아니라 질량유속에 따른 상대적인 증가폭도 큼을 알 수 있다.

Fig. 4.9는 질량유속이 55 kg/m^{2}s, 냉매 포화온도가 20℃에서 열유속이 4, 6 kW/m^{2}로 변할 때 평균 냉매건도에 따른 마찰 압력강하를 나타내고 있다. Fig. 4.9에서와 같이 R134a, R410A 모두 건도가 증가할수록 마찰 압력강하도 증가하고 있으며 또한 열유속이 높을수록 마찰 압력강하가 증가하고 있음을 알 수 있다. R134a의 경우, 현저한 열유속의 차이는 질량유속에 비해 마찰 압력강하에 다소 영향을 미

치지 않고 있다. 특히 R134a는 R410A보다 열유속이 6 kg/m^{2}s일 때 마찰 압력강하가 약 56% 정도 높게 나타났다.

Fig. 4.10은 냉매 포화온도 15, 20℃에 대하여 평균 냉매건도에 따른 마찰 압력강하를 보여주고 있다. 이 때 냉매의 질량유속은 55 kg/m^{2}s이고 열유속은 6 kW/m^{2}이다. Fig. 4.10에서와 같이 R134a, R410A 모두 건도에 따라 마찰 압력강하는 증가하고 있으며 또한 냉매 포화온도가 높을수록 낮은 마찰 압력강하를 나타내고 있다. R134a의 경우에는 냉매 포화온도가 15℃에서 20℃로 증가할 때 약 12%정도 낮게 나타났으며 R410A는 약 7% 정도 마찰 압력강하가 낮아지는 경향을 나타내고 있다. 이는 높은 냉매 포화온도일수록 액체의 점성계수와 증기의 비체적이 작아 증기의 속도가 감소하기 때문이다. 또한 R134a는 R410A보다 전 건도영역에서 냉매 포화온도가 15℃인 경우에 약 63%, 20℃인 경우에 약 56%의 더 큰 마찰 압력강하를 나타내고 있다. Fig. 4.10에서 R134a의 마찰 압력강하는 R410A보다 냉매 포화온도의 영향을 많이 받고 있음을 알 수 있다.

Fig. 4.11은 열유속 6 kW/m^2, 냉매 포화온도 20℃일 때 질량유속 45, 55, 65 kg/m^{2}s에 따른 R134a, R410A의 마찰 압력강하를 나타내고 있다. Fig. 4.11에서 R410A는 R134a보다 평균 42% 정도 마찰 압력강하가 낮게 나타났다. R410A의 마찰 압력강하가 낮게 나타나는 이유는 앞서 설명한 바와 같이 R134a보다 액체의 점성계수가 작으며 기체의 밀도가 크기 때문이다. 따라서 R134a는 R410A보다 마찰 압력강하도 클 뿐만 아니라 질량유속 증가에 따른 상대적인 증가폭도 큼을 알 수 있다.

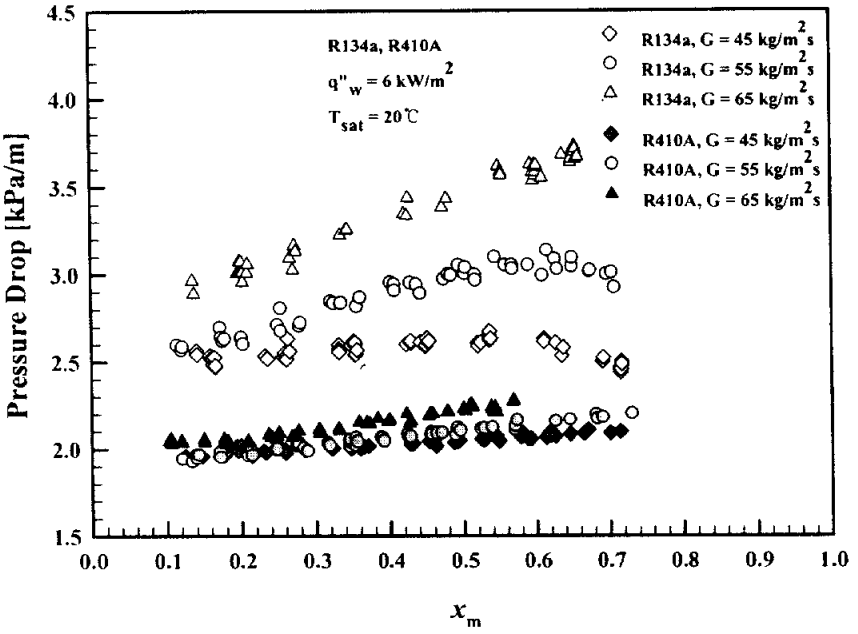


Fig. 4.8 Variations of pressure drop with mean vapor quality for various mass fluxes.

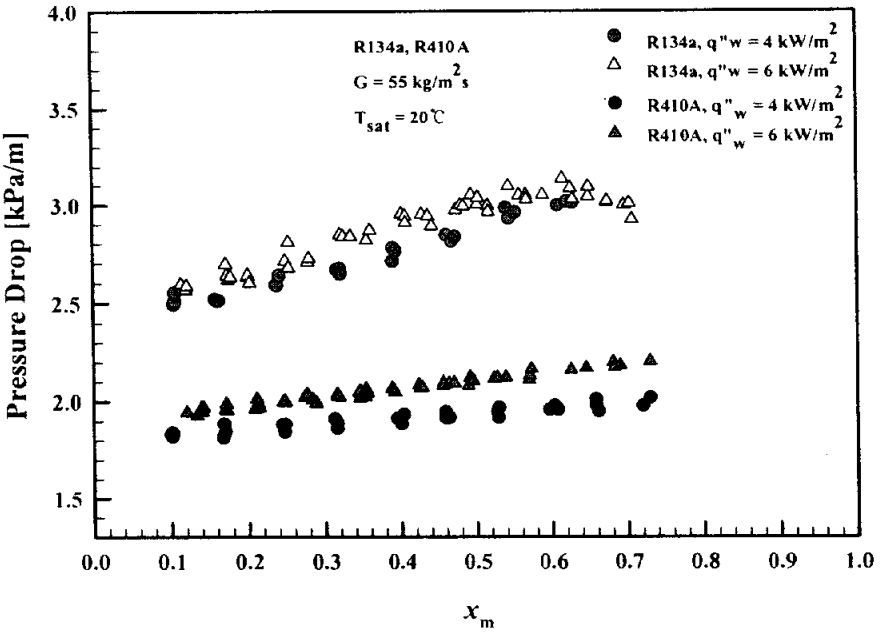


Fig. 4.9 Variations of pressure drop with mean vapor quality for two heat fluxes.

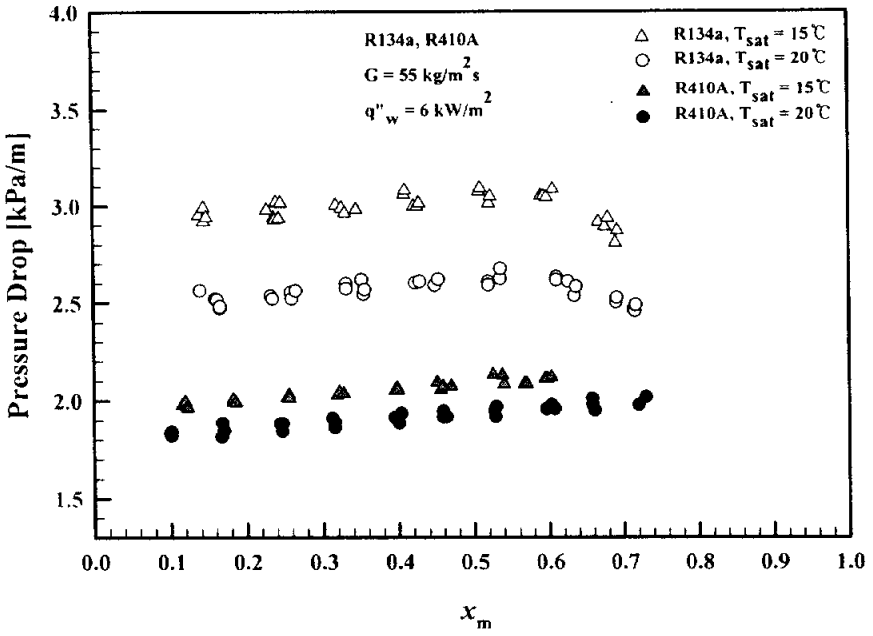


Fig. 4.10 Variations of pressure drop with mean vapor quality for two saturation temperature.

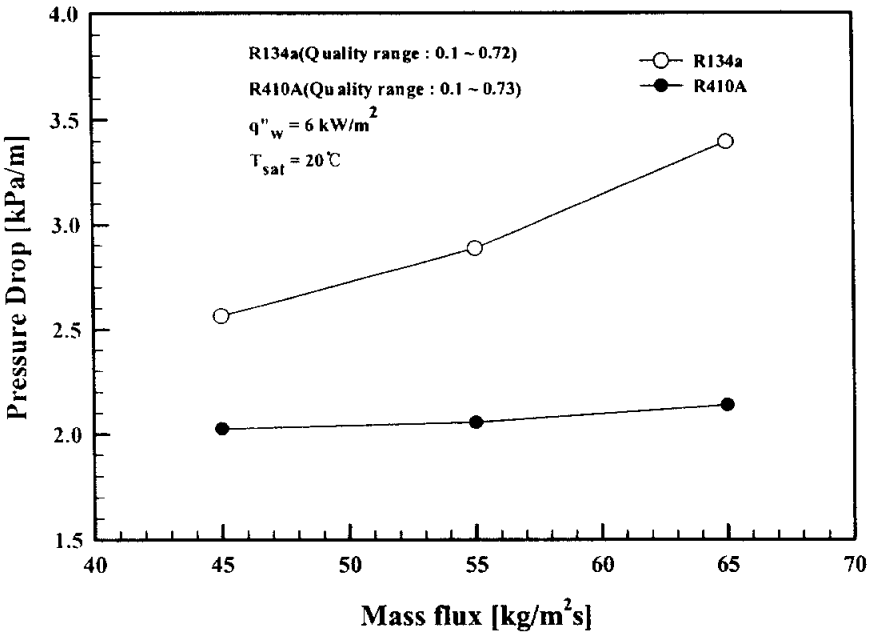


Fig. 4.11 Effects of mass fluxes on the frictional pressure drop with R134a and R410A.

제 5 장 결 론

본 연구에서는 판각형 열교환기내에 R134a, R410A를 사용하여 증발 전열성능 및 압력강하 실험을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) R134a와 R410A의 경우, 증발 열전달계수와 마찰 압력강하는 냉매건도 및 질량유속이 증가할수록 높게 나타났다. 또한 R410A는 R134a보다 질량유속에 따른 열전달계수의 증가가 크지만 압력강하는 상대적으로 적게 나타났다.

(2) R134a와 R410A의 경우, 열유속이 높을수록 증발 열전달계수와 마찰 압력강하가 증가하는 것으로 나타났다. 특히 R410A의 열전달계수는 R134a보다 열유속에 민감하나 압력강하에 있어서는 R134a와 같이 다소 영향을 받지 않고 있다.

(3) R134a와 R410A의 경우, 증발 열전달계수와 마찰 압력강하는 냉매 포화온도가 높을수록 낮게 나타났다. 또한 열전달계수와 압력강하에 있어서, R410A는 R134a보다 포화온도의 영향을 다소 적게 받고 있다.

(4) 질량유속에 따른 증발 열전달계수는 R410A가 R134a보다 약 60% 정도 높게 나타났으며 마찰 압력강하에서는 R410A가 약 42% 정도 적게 나타났다.

참고문헌

(1) Williams, B., 1996, "Heat Transfer Savings on a Plate," Heating and Air Conditioning Journal, Apt., pp. 29~31.

(2) Kerner et al., 1987, "Where Plate Exchangers Offer Advantages Over Shell-and-Tube," Power, Vol. 131, pp. 53~58.

(3) Edwards, M. F., 1974, "Heat Transfer and Pressure drop Characteristics of a Plate Heat Exchanger Using Newtonian and Non-Newtonian Liquids," The Chemical Engineer, Vol. 259, No. 1, pp. 286~288.

(4) Focke, W. W. and Knibbe, P. G., 1986, "Flow Visualization in Parallel Plate Ducks with Corrugated Walls," J. Fluid Mech., Vol. 165, pp. 73~77.

(5) Cooper, A. and Usher, J. D., 1983, "Heat Exchanger Design Hand book," Chap. 3.7, Hemisphere Publishing, New York.

(6) Bounpane, R. A. and Troupe, R. A., 1987, "A Study of the Effects of Internal Rib and Channel Geometry in Rectangular Channels," AIChE Journal, Vol. 15, No. 4, pp. 585~596.

(7) Jackson, B. W. and Troupe, R. A., 1966, "Plate Heat Exchanger Deign by ε-NTU Method," Chem. Eng. Prog. Symp. Series, Vol. 62, No. 64, pp. 185~196.

(8) Knadlikar, S. G. and Shah, R. K., 1989, "Multipass Plate Heat Exchanger Effective-NTU Results and Guidelines for Selecting Pass Arrangements," ASME J. Heat Transfer, Vol. III, pp. 300~313.

(9) Heggs, P. J., Sandham, P., Hallam, R. A. and Walton, C., 1997, "Local Transfer Coefficients in corrugated Plate Heat Exchanger Chennel," Trans, IChemE., Vol. 75, Part A, pp. 641~645.

(10) Bogaert, R. and Bolcs, A., 1995, "Global Performance of a Prototype Brazed Plate Heat Exchanger in a Large Reynolds Number Range," Experimental Heat Transfer, Taylor & Francis, No.

8, pp. 293～311.

(11) Okada, K., Ono, M., Tominura, T., Okuma, T., Konno, H. and Ohtani, S., 1972, "Design and Heat Transfer Characteristics of a New Plate Heat Exchanger," Heat Transfer-Japanese Research, Vol. 1, No. 1, pp. 90～95.

(12) Manglik, R. M., 1996, "Plate Heat Exchangers for Process Industry Applications: Enhanced Thermal-Hydraulic Characteristic of Chevron Plates," Process Enhanced and Multiphase Heat Transfer, R. m. Manglik and A. D. Kraus, ed., Begell House, New York, pp. 267～276.

(13) Stasiek, J., Colliins, M. W. and Chew, P. E., 1996, "Investigation of Flow and Heat Transfer in Corrugated Passages-I Experimental Results," Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 39, No. 1, pp. 149～164.

(14) Shah, R. K. and Focke, W. W., 1988, "Plate Heat Exchangers and Their Design Theory," in : Shah, R. K., Subbarao, E. C., Mashelkar, R. A. (Eds.), "Heat Transfer Equipment Design," Hemisphere, Washington, DC, pp. 227～254.

(15) Nidegger, E., Thome, J. R. and Favart, D., 1997, "Flow Boiling and Pressure Drop Measurements for R134a/oil Mixtures Part Ⅰ: Evaporation in a Plain/Microfin Tube," HAVC&R Research, Vol. 3, No. 1, pp. 38～53.

(16) Zurcher, O., Thome, J. R. and Favrat, D., 1997, "Flow Boiling and Pressure Drop Measurements for R134a/oil Mixtures Part Ⅱ: Evaporation in a Plain/Microfin Tube," HAVC&R Research, Vol. 3, No. 1, pp. 54～64.

(17) 한재웅, 김신종, 정동수, 김영일, 2001, "R22 대체냉매의 수평원관내 흐름비등 열전달 특성," 설비공학논문집, 제13권, 제4호, pp. 242～251.

(18) Yan, Y. Y., Lio, H. C. and Lin, T. F., 1999, "Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-134a in a Plate Heat

Exchanger," Transactions of the ASME, Vol. 121, pp. 118～127.

(19) 최준영, 이진호, 1999, "미세휜관내 대체냉매의 응축 및 증발시 압력강하 예측에 관한 연구,""대한기계학회 추계학술대회 논문집 B권, pp. 567～572.

(20) Eckels, S. J. and Pate, M. B., 1991, "An Experimental Comparison of Evaporation and Condensation Heat Transfer Coefficients for HFC-134a and CFC-12," Int. J. Refrig. 14, pp. 70～77.

(21) Hambraeus, K., 1991, "Heat transfer coefficient during two-phase flow boiling of HFC-134a," Int. J. Refrig. 14, pp. 357～362.

(22) Torikoshi, K. and Ebisu, T., 1993, "Evaporation and Condensation Heat Transfer Characteristics of R134a, R32 and a Mixture of R32/R134a Inside a Tube," ASHRAE Trans. 99 (I), pp. 90～96.

(23) 황준현, 윤린, 김용찬, 2001, "미소전열관내 R22 및 R410A의 증발 열전달 및 압력강하 특성 연구,""대한기계학회논문집 B권, 제25권, 제7호, pp. 981～988.

(24) 한재웅, 김신종, 정동수, 김영일, 2001, "R22 대체냉매의 마이크로핀관내 흐름비등 열전달 특성," 설비공학논문집, 제13권, 제8호, pp. 692～700.

(25) Wijaya, H. and Spatz, M. W., 1995, "Two-Phase Flow Heat transfer and Pressure Drop Characteristics of R22 and R32/125," ASHRAE Trans., Vol. 101, Part 1, Paper No-95-14-2.

(26) Shah, R. K. and Wanniarachchi, A. S., 1992, "Plate Heat Exchanger Design Theory in Industry Heat Exchanger," in : J. -M. Buchlin(Ed.), Lecture Series, No. 1991-04, Von Karman Institute for Fluid Dynamics, Belgium.

(27) Farrell, P., Wert, K. and Webb, R., 1991, "Heat Transfer and Friction Characteristics of Turbulent Radiator Tubes," SAE Technical Paper Series, No. 910197.

(28) Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, "Describing Uncertainties in Single Sample Experiments," Mechanical Engineering, Vol. 75, No. 1, pp. 3～12.

(29) Chiou, C. C., Lu, D. C. and Wang, C. C., 1997, "Pool boiling of R22, R124 and R134a on a plain tube, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 40, No. 7, pp. 1657～1666.

(30) Yan, Y. Y. and Lin, T. F., 1998, "Evaporation Heat Transfer and Pressure Drop of Refrigerant R-134a in a Small Pipe," Int. J. Heat and Mass Transfer 41, pp. 4183～4194.

(31) Muley, A. and Manglik, R. M., 1999, "Experimental Study of Turbulent Flow Heat Transfer and Pressure Drop in a Plate Heat Exchanger with Chevron Plates," ASME J. Heat Transfer, Vol. 121, pp. 110～117.

(32) Jung, D. S., Mclinden, M., Radermacher, R. and Didion, D., "A study of boiling heat transfer with refrigerant mixtures," Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 32, No. 9, pp. 1751～1764.

(33) Ross, H., Radermacher, R. and Didion, D., 1987, "Horiziontal flowboiling of pure and mixed refrigerants," Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 30, No. 5, pp. 979～992.

(34) 김영수, 서무교, 박재홍, 2001, "판각형 열교환기내의 R22 증발 압력강하 특성에 관한 실험적 연구," 설비공학논문집, 제13권, 제10호, pp. 930～938.

(35) 김영수, 서무교, 박재홍, 2001, "Plate and Shell 열교환기내의 R22 증발 열전달 및 압력강하 특성에 관한 실험적 연구," 대한기계학회논문집 B권, 제25권, 제10호, pp. 1318～1326.

감사의 글

본 논문이 결실을 맺기까지 시종일관 세심한 지도와 편달을 해 주신 김영수 교수님께 깊은 감사를 드립니다.

그리고, 바쁘신 가운데도 본 논문이 완성될 수 있도록 지도 심사해주시고 유익한 조언을 아끼지 않으신 오후규 교수님, 김종수 교수님, 금종수 교수님, 최광환 교수님, 윤정인 교수님, 정석권 교수님, 김은필 교수님께도 깊은 감사를 드립니다.

또한 본 논문이 끝나기까지 여러 가지 도움을 주신 냉동공조공학과 선배님, 후배님, 그리고 동기들에게 깊은 감사를 드립니다. 특히, 학업을 위해 많은 격려와 배려를 해주신 서무교 선배님과 박재홍에게 감사를 드립니다.

본 논문의 실험에 마지막까지 도움을 준 동기 김병태에게 고마움을 전하며, 아울러 시스템설계연구실원인 권용하, 정종환, 백정용, 조광수, 유정원에게 감사드립니다. 또한 저를 사랑해 주시는 모든 분들께 깊은 감사를 드립니다.

끝으로 오늘의 제가 있기까지 물심양면으로 긴 시간 뒷바라지 해주시고 끝없는 사랑을 베풀어주신 부모님과 누나들에게 이 작은 결실을 바칩니다.