



저작자표시-비영리-동일조건변경허락 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

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

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



동일조건변경허락. 귀하가 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공했을 경우에는, 이 저작물과 동일한 이용허락조건하에서만 배포할 수 있습니다.

- 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](#)

2010 年 2 月

碩士學位論文

이산화탄소 적용 차량용 열교환기의
성능특성에 관한 해석적 연구

The Simulation Study of Performance Characteristics in the
Automobile Heat Exchanger for CO₂

朝鮮大學校 大學院

機械工學科

金 知 浩

이산화탄소 적용 차량용 열교환기의
성능특성에 관한 해석적 연구

The Simulation Study of Performance Characteristics in the
Automobile Heat Exchanger for CO₂

2010 年 2 月 日

朝鮮大學校 大學院

機 械 工 學 科

金 知 浩

이산화탄소 적용 차량용 열교환기의 성능특성에 관한 해석적 연구

指導教授：曹 弘 鉉

이 논문을 공학석사 학위신청 논문으로 제출함

2010 年 2 月 日

朝鮮大學校 大學院

機 械 工 學 科

金 知 浩

金 知 浩의 碩士學位論文을 認准함

主審 朝鮮大學校 教授 工學博士 洪 明 錫 ㉠

委員 朝鮮大學校 教授 工學博士 金 鎭 興 ㉠

委員 朝鮮大學校 教授 工學博士 曹 弘 鉉 ㉠

2010 年 2 月 日

朝鮮大學校 大學院

Abstract

The Simulation Study of Performance Characteristics in the Automobile Heat Exchanger for CO₂

Kim, Ji-ho

Advisor: Prof. Cho, Hong-hyun, Ph. D.

Department of Mechanical Engineering,

Graduate School of Chosun University

Due to environmental concerns on ozone layer depletion and global warming, environmental regulations have banned or limited the use of CFC, HCFC and HFC. There has been growing interest in technologies based on ecologically safe 'natural' refrigerants such as hydrocarbons, ammonia, carbon dioxide, water, air, etc. Among these natural refrigerants, carbon dioxide (CO₂, R744) has been considered an alternative to CFC and HFC, because it is environmentally safe with nearly negligible global warming potential (GWP) and zero ozone depletion potential (ODP). Besides, CO₂ has many excellent advantages in engineering applications, such as non-toxicity, non-inflammability, high volumetric capacity, and better heat transfer properties. However, a transcritical CO₂ cycle shows

intrinsic disadvantages in comfort cooling owing to large expansion losses and higher irreversibility during the gas cooling process.

Consequently, if carbon dioxide in natural refrigerant applied to the automobile air-conditioning system using traditional synthetic refrigerants operating subcritical cycle should be redesigned to adapted the characteristics of carbon dioxide for each of the components using the existing because operating supercritical cycle differ from the traditional refrigerants. Among them heat exchanger to the important part for a decision performance and efficiency of the all systems. Beside, to sustainable develop domestic automobile industry and global warming prevention, automotive air-conditioning systems development need with environmentally natural refrigerant and air-conditioning systems development of environmentally alternative refrigerants is urgently required to protection and development of the refrigeration air-related industries.

The objectives of this work are to investigate the performance characteristics of micro-channel heat exchanger for CO₂ in the automobile. To achieve the objectives of this study, the performances of microchannel heat exchanger for gascooler and evaporator were analyzed by using simulation study with the operating condition and the distribution of refrigerant. In this study, the commonly used heat exchanger model was developed firstly in order to compared with the performance of microchannel heat exchanger. With this model, the performance variation and system characteristics were investigated and the basic performance data could be achieved. Besides, the model of cooling system for automobile heat exchanger with CO₂ was developed, individually.

The performance of CO₂ heat exchanger was analyzed with operating condition. The performance of gascooler and evaporator models were analyzed

and optimized with the variation of refrigerant inlet temperature, air velocity, outdoor temperature, and so on. As a result, the 2 Pass gascooler model had the capacity of 9.63 kPa and the pressure drop of 11 kPa at the outdoor temperature of 35°C, thus it the optimized model of this study. For the evaporator model, the cooling capacity and pressure drop were compared with operating conditions at the indoor temperature of 27°C. The cooling capacity increased with number of port, while the pressure drop rose, therefore the cooling capacity and pressure drop were considered simultaneously in order to optimize the evaporator in automobile heat exchanger. Through this study, the performance data of CO₂ heat exchanger can offer the manufacture company and the performance can be improved.

Contents

Abstract	i
Contents	iv
List of Figures	vi
List of Tables	ix
Nomenclature	x
제 1 장 서 론	1
제 1 절 연구배경	1
제 2 절 기존 연구의 동향	5
제 3 절 본 연구의 목적	12
제 2 장 열교환기 모델링	14
제 1 절 가스쿨러(gascooler) 모델링	14
1. 냉매측 열전달상관식	20
2. 공기측 열전달상관식	21
제 2 절 증발기(evaporator) 모델링	23
1. 냉매측 열전달상관식	28
2. 공기측 열전달상관식	28
제 3 절 해석조건	29
1. 가스쿨러	29

2. 증발기	29
제 3 장 결과 및 고찰	33
제 1 절 운전조건에 따른 가스쿨러 성능특성 고찰	33
1. 냉매분배에 따른 가스쿨러 성능특성 고찰	33
2. 운전조건변화에 따른 성능특성 고찰	38
제 2 절 운전조건에 따른 증발기 성능특성 고찰	49
1. 냉매분배에 따른 증발기 성능특성 고찰	49
2. 운전조건변화에 따른 성능특성 고찰	55
제 4 장 결 론	66
제 1 절 가스쿨러	66
제 2 절 증발기	68
References	70

List of Figures

Fig. 1.1 Multi-pass gascooler	6
Fig. 1.2 Multi-slab gascooler	6
Fig. 1.3 Geometry of a prototype microchannel CO ₂ gascooler for air-conditioning	7
Fig. 2.1 Schematics of microchannel type gascooler (1 Pass)	15
Fig. 2.2 Schematics of microchannel type gascooler (2 Pass)	15
Fig. 2.3 Schematics of microchannel type gascooler (4 Pass)	16
Fig. 2.4 Cross sectional view of a microchannel tube(gascooler)	16
Fig. 2.5 Typical deviation of the flow by the louver	18
Fig. 2.6 Schematics of finite control volume method	18
Fig. 2.7 Schematics of microchannel type evaporator	24
Fig. 2.8 Cross sectional view of a microchannel tube(evaporator)	25
Fig. 2.9 Schematics of microchannel type evaporator with port number	26
Fig. 2.10 Flow chart for gascooler	31
Fig. 2.11 Flow chart for evaporator	32
Fig. 3.1 Comparison of refrigerant heat transfer coefficient with tube segment(gascooler)	36
Fig. 3.2 Comparison of refrigerant outlet temperature with tube segment(gascooler)	36
Fig. 3.3 Comparison of refrigerant outlet Pressure with tube segment(gascooler)	37
Fig. 3.4 Variations of capacity and outlet temperature with air	

velocity(gascooler)	40
Fig. 3.5 Comparison of pressure drop with air velocity(gascooler)	40
Fig. 3.6 Variations of capacity and outlet temperature with refrigerant inlet temperature(gascooler)	42
Fig. 3.7 Comparison of pressure drop with refrigerant inlet temperature(gascooler)	42
Fig. 3.8 Variations of capacity and outlet temperature with refrigerant mass flow rate(gascooler)	44
Fig. 3.9 Comparison of pressure drop with refrigerant mass flow rate(gascooler)	44
Fig. 3.10 Variations of capacity and outlet temperature with outdoor temperature(gascooler)	46
Fig. 3.11 Comparison of pressure drop with outdoor temperature(gascooler) ..	46
Fig. 3.12 Variations of capacity and pressure drop with outdoor temperature(gascooler)	47
Fig. 3.13 Variation of quality with tube segment(evaporator)	52
Fig. 3.14 Variation of air outlet temperature with tube segment(evaporator)	52
Fig. 3.15 Variation of heat transfer coefficient with tube segment(evaporator) ..	53
Fig. 3.16 Variation of heat transfer coefficient with quality(evaporator)	53
Fig. 3.17 Variation of heat transfer coefficient with tube segment(evaporator) ..	54
Fig. 3.18 Variation of cooling capacity with air velocity(evaporator)	57
Fig. 3.19 Variation of pressure drop with air velocity(evaporator)	57
Fig. 3.20 Variation of cooling capacity with inlet pressure(evaporator)	59
Fig. 3.21 Variation of cooling capacity with refrigerant mass flow rate(evaporator)	61

Fig. 3.22 Variation of pressure drop with refrigerant mass flow rate(evaporator)
..... 61

Fig. 3.23 Variation of cooling capacity with indoor temperature(evaporator) 63

Fig. 3.24 Variation of pressure drop with indoor temperature(evaporator) 63

Fig. 3.25 Variation of cooling capacity and pressure drop with indoor
temperature(evaporator) 64

List of Tables

Table 1.1	Thermophysical properties of several refrigerants	4
Table 1.2	Data for CO ₂ car air-conditioning gascooler	7
Table 2.1	Specifications of gascooler	17
Table 2.2	Specifications of evaporator	27
Table 2.3	Test conditions(gascooler)	30
Table 2.4	Test conditions(evaporator)	30
Table 3.1	$\Delta Q(\%)/\Delta P(\%)$ with test conditions(gascooler)	48
Table 3.2	$\Delta Q(\%)/\Delta P(\%)$ with test conditions(evaporator)	65

Nomenclature

A	: area (m^2)
b_w	: slope of saturation enthalpy of moisture air vs. temperature (kJ/kgK)
C_p	: specific heat (J/kgK)
D	: tube diameter (m)
E	: enhancement factor
f	: friction factor
F_d	: flow depth (mm)
F_p	: fin pitch (mm)
H	: fin height (mm)
h	: heat transfer coefficient ($\text{W/m}^2\text{K}$)
j	: the Colburn factor (dimensionless)
k	: thermal conductivity (W/mK)
L	: test section length (m)
L_α	: louver angle ($^\circ$)
Le	: Lewis number
L_l	: louver length (mm)
L_p	: louver pitch (mm)
\dot{m}	: refrigerant mass flow rate (kg/s)
Nu	: Nusselt number
Pr	: Prantle number
Q	: heat quantity (kW)

Re	: Reynolds number
S	: suppression factor
T	: temperature ($^{\circ}C$)
UA	: Overall heat transfer coefficient (W/K)
T_p	: tube pitch (mm)
V	: air velocity (m/s)
w_a	: humidity ratio of air (kgv/kga)
w_w	: humidity ratio of saturated air
X	: Lockhart Martinelli parameter
γ_w	: condensation film thickness (mm)

Greeks

ρ	: density (kg/m^3)
η_f	: fin efficiency
ε	: roughness
η_{ow}	: surface efficiency
δ_f	: fin thickness (mm)
Φ_l^2	: two-phase multiplier

Subscripts

a	: air-side
----------	------------

f : fin
i : inlet
LP : louver pitch
o : outlet
r : refrigerant-side
w : wet

제 1 장 서 론

제 1 절 연구배경

환경문제가 우리 생활에 미치는 영향이 증가함에 따라 자동차 냉동공조 시스템의 작동유체로 사용되는 냉매에 대한 관심이 높아지고 있다. 1928년 처음 합성되기 시작하여 우수한 열역학적 특성으로 꿈의 냉매로 불리던 CFC(Chlorofluorocarbons)계 냉매는 오존층 파괴의 주범으로 지목되어 1989년 몬트리올 의정서가 발효된 이래로 지속적으로 사용이 규제되었으며 CFC계열의 냉매에 비하여 상대적으로 오존층 파괴지수와 지구온난화지수가 낮은 HCFC계열의 냉매로 대체되었다. 하지만 HCFC계열 또한 규제대상에 포함되었고, 이를 대체할 냉매로 HFC계열의 냉매가 개발되어 점차사용이 확대되었으나 2005년 교토의정서가 발효되기 시작하면서 더 이상 궁극적인 대안책이 되지 못함에 따라 전 세계적으로 자연냉매에 대한 연구가 활발하게 진행되고 있다. 그 중 이산화탄소는 차세대 냉매로 주목받고 있는 냉매중 하나이다.

이산화탄소는 이미 1800년대 후반부터 암모니아와 함께 선박, 사무실, 극장 등의 냉방을 위한 냉매로 널리 사용되었으나 효율 및 성능 면에서 우수한 프레온 냉매가 등장한 이후 그 사용량이 급격히 감소하였으며, 특수한 용도를 제외하고는 거의 사용되지 않게 되었다. 그러나 프레온 계열의 냉매에 의한 오존층 파괴 및 지구 온난화 문제가 대두된 이후 이산화탄소가 가지는 냉매로서의 여러 가지 장점으로 인하여 프레온 냉매를 대체할 후보로 다시 주목받게 되었다.

자연계에 존재하는 천연냉매인 이산화탄소는 Table 1.1에서 볼 수 있듯이 오존층 파괴지수(ODP, ozone depletion potential)가 0이며, 지구온난화지수(GWP, global warming potential)도 기존 냉매의 약 10,000분의 1정도이다. 다른 냉매들과는 달리 비가연성의 환경친화적인 냉매로 다른 냉매에 비해 열역학적 물성치가 뛰어나고

독성이 없으며 작은 체적열용량을 가짐으로 시스템 소형화에 유리하다. 또한 대기의 구성요소이므로 공기 분류에 의하여 얻을 수 있으며 크기와 무게가 제한된 상태에서 기존의 냉매보다 이론 성능계수가 훨씬 높다는 사실 때문에 차량용 냉방기의 냉매로 적절하다는 평가를 받고 있다. 하지만 임계압력이 7.38 MPa이고, 임계온도가 31.1°C로 무척 낮기 때문에 이산화탄소를 이용한 시스템에서는 저온열원에서 증발과정은 임계점 이하에서 일어나고 고온열원에서 냉각과정은 임계점이상에서 일어나는 초임계 사이클(supercritical cycle)이다. 이는 기존의 역 랭킨 사이클로 운전되는 증기압축기 시스템과는 다른 특징을 가지게 된다. 즉, 기존의 시스템에서 응축기의 운전압력이 1~3 MPa 정도인데 반하여 이산화탄소를 이용한 시스템의 가스쿨러에서의 압력은 8~14 MPa 정도로 매우 높으며 임계압력보다 높은 압력에서 운전되므로 기존 시스템의 응축기와는 달리 상변화 과정이 없고 고압 단상(single-phase)상태의 냉매가 가스쿨러를 지나는 동안 지속적으로 온도가 감소되면서 열방출이 일어나게 된다. 또한 온도가 감소하면서 임계점 근처를 지나게 되므로 전달 현상과 관련한 물성치들이 크게 변화하게 되고 가스쿨러의 입출구 온도차가 크기 때문에 비가역성이 커져서 기존 냉동 시스템에 비하여 효율이 떨어진다.

가스쿨러뿐만 아니라 이산화탄소를 시스템에 적용할 경우, 시스템 압력이 상당히 높아지기 때문에 종래의 증발기를 사용할 수 없으므로 증발기를 재설계할 필요가 있고 이를 위해서는 증발기에서의 열전달 특성을 파악하는 것은 필수적이다. 그러나 현재까지 CO₂의 증발과정 중에 발생하는 전열기구에 대한 규명은 CO₂의 복잡한 유동형태와 물성치로 인해 아직 정확한 이론이 확립되어 있지 않은 실정이며 CO₂용 증발기 및 가스쿨러 설계를 위한 증발전열특성에 대한 연구는 대단히 부족한 상태이다.

특히 전기차(EV)의 경우 엔진에서 발생하는 열이 없어 기존의 공조방식을 사용할 수 없어 난방용량이 극히 부족하게 된다. 또한 냉방의 경우 전동식 압축기를 사용해야하는 부가적인 방식이 요구된다. 이 경우 이산화탄소 사이클을 적용한 냉난

방 공조기기는 하나의 장치로 자동차에서 원하는 냉방뿐만 아니라 난방용량의 확보가 용이해져 현재 전기자동차에 적용이 유력시 되고 있다. 따라서 차량용 냉난방 시스템 중 전체 시스템 사이즈의 40%를 차지하는 이산화탄소용 열교환기를 개발하기 위해서는 이산화탄소의 특성에 맞게 재설계되어야 한다. 열교환기는 시스템 성능과 효율에 미치는 영향이 매우 큼으로 시스템의 소형화 및 성능향상을 위하여 필수적으로 연구되어야하며 이산화탄소를 적용하는 경우 이산화탄소의 특성에 맞는 열교환기의 설계가 최적화 되어야 한다.

Table 1.1 Thermophysical properties of several refrigerants

Refrigerants	R-12 CFC	R-22 HCFC	R-134a HFC	R-177 NH ₃	R-290 Propane	R-744 CO ₂
Natural substance	CCL ₂ F ₂	CHCLF ₂	CH ₂ FCF ₃	NH ₃	C ₃ H ₈	CO ₂
ODP/GWP	1/7100	0.05/1500	0/1200	0/0	0/3	0/1
Flammable/ Explosive	N/N	N/N	N/N	Y/Y	Y/N	N/N
Approximate relative price	1	1	3~5	0.2	0.1	0.1
Molar mass[kg/kmol]	120.9	86.5	102.0	17.0	44.1	44.0
Normal Boiling point[°C]	-29.8	-40.8	-26.2	-33.3	-42.1	-78.5
Critical temperature[°C]	112.0	96.2	101.2	132.3	96.7	31.1
Critical pressure[MPa]	4.16	4.99	4.07	113.3	4.24	7.38
Cooling capacity[kJ/m ³]	2734	4356	2868	4382	3907	22545
Pressure at [0°C]	3.09	4.98	2.93	4.29	4.74	34.85

제 2 절 기존 연구의 동향

각종 환경규제로 인해서 기존 프레온 가스 계열의 냉매가 사용이 어려워지면서 대체냉매로서 이산화탄소 냉매에 연구자들의 관심이 증가하면서 이산화탄소에 대한 연구가 활발히 이루어지기 시작하였다. 1990년대의 대체냉매 개발에 대한 연구는 이산화탄소를 비롯한 자연냉매를 대체냉매의 후보로서 포함시킴에 따라 CO₂ 냉매를 이용한 냉방기의 실외기인 가스쿨러에 대한 연구가 수행되었다.

Pettersen et al.(1998)은 발표한 논문에 의하여 1990년대 초에 개발되기 시작한 CO₂ 냉매용 가스쿨러는 먼저 자동차 에어컨에 적용되기 시작하였다. 1990년도에는 OD/ID가 4.9/3.4 mm인 알루미늄 관에 core depth가 34 mm인 평판 알루미늄 핀이 부착된 열교환기를 가지고 CO₂ 가스쿨러에 대한 연구를 본격적으로 수행하기 시작하였고, 이후 1994년도까지 원형관 가스쿨러에 대한 연구를 관경을 줄이고 핀의 형상을 일반 평판핀에서 루버핀의 형태로 다양하게 연구 개발되었다. 또한, 1997년도에는 내경 0.79 mm의 마이크로채널 형태의 가스쿨러가 개발되어 연구되었다. 마이크로채널관 형태의 가스쿨러에 대하여 Yin et al.(2000)은 Fig. 1.1에 나와 있는 것과 같은 multi-pass single-slab 형태와 Fig. 1.2의 single-pass multi-slab 형태의 2가지 열교환방식에 대한 연구를 수행하여 multi-slab형 가스쿨러가 multi-pass형 가스쿨러를 적용하였을 때보다 시스템의 성능(COP)이 약 5%정도 향상됨을 밝혔다. Fig. 1.3은 실제 자동차에 적용되었던 multi-pass형 마이크로채널 형태의 가스쿨러에 대한 크기 및 실물사진이다. 이상과 같이 자동차 에어컨에 적용되어 연구 개발되어온 CO₂ 가스쿨러에 대한 특징을 정리하면 Table 1.2와 같다.

이후 Pitla et al.(2001)은 CO₂를 사용하여 압력 범위 8~12 MPa, 시험부 길이는 각각 1.3 m의 소 시험부 5개, 1.8 m 3개로 총 8개의 소 시험부를 구성하여 대향류 방식으로 물을 이용하여 열교환을 시키는 열전달 시험부를 구성하여 실험하였다. 실험은 첫째 소 시험부를 통해 유입되는 CO₂의 입구온도를 120°C, 물의 입구온도

를 5°C로 하여 실험을 수행하였다. CO₂가 지나가는 관은 고압을 고려하여 스테인레스스틸관(내경 4.72 mm, 외경 6.35 mm)을 사용하였고 냉각수관은 동관(내경 15.75 mm, 외경 19.05 mm)을 사용하였다. 냉매측의 열전달계수는 Stein(1958)과 Olson(1998)이 제안한 관계식을 이용하여 계산하였다. 또한, 계산된 결과와 수치해석의 비교를 통해 관벽 온도를 기준으로 한 열전달 상관관계식을 제안하였다.

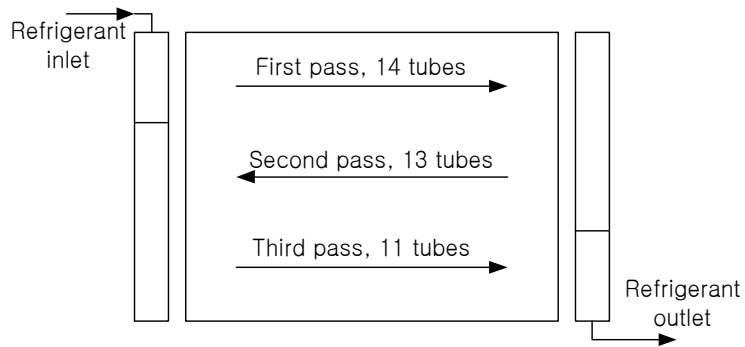


Fig. 1.1 Multi-pass gascooler.

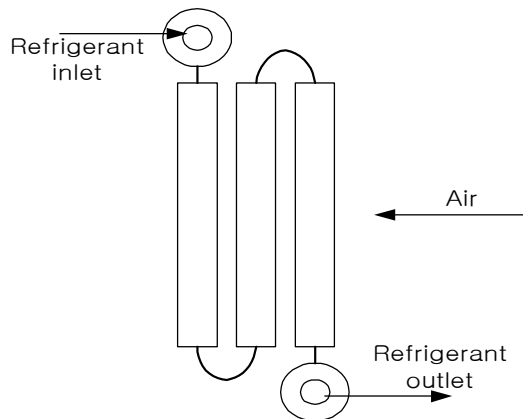


Fig. 1.2 Multi-slab gascooler.

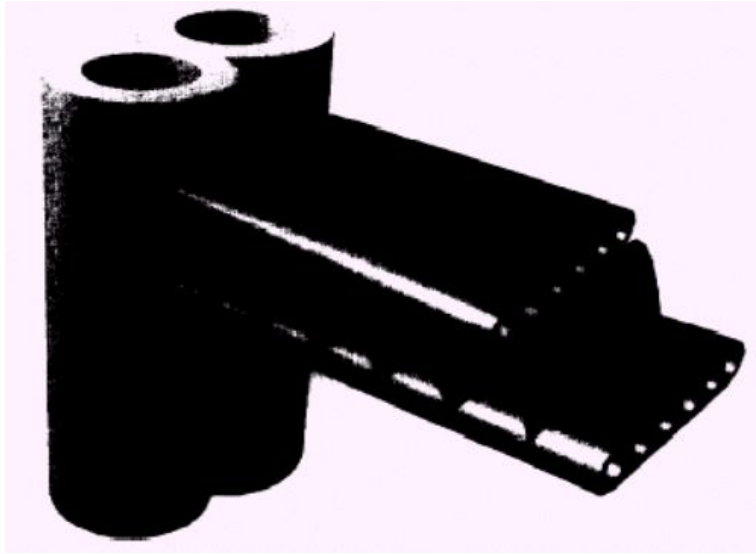


Fig. 1.3 Geometry of a prototype microchannel CO₂ gascooler for air-conditioning.

Table 1.2 Data for CO₂ car air-conditioning gascooler

	1990-91	1994	1997
	Round tube	Round tube	Microchannel
Face area (m ²)	0.243	0.277	0.290
Tube diameter, OD/ID (mm)	4.9/3.4	3.2/2.0	0.79
Number of tubes/circuits	72/3	120/10	39/4
Core depth (mm)	34	21	16.5
Core volume, V (10 ⁻³ m ³)	8.3	5.8	4.8
Package volume, V _p (10 ⁻³ m ³)	8.7	6.1	5.0
Total mass, G (kg)	4.3	2.6	2.8
Air-side surface, S _a (m ²)	11.1	9.5	8.4
S _a /V (m ² /m ³)	1340	1640	1750
S _a /V _p (m ² /m ³)	1280	1560	1680
S _a /G (m ² /kg)	2.6	3.7	3.0
Refrigerant-side pressure drop (kPa)	320	470	100
Temperature approach (K)	3.7	3.6	1.0

Olson(2000)은 이중 관 대향류 열교환기로 길이 2.74 m, CO₂ 관 내경 10.9 mm, 냉각수 관 내경 14.7 mm를 사용하여 실험을 수행하였다. 초임계 영역에서 냉각과정의 열전달계수에 영향을 미치는 인자로 질량 유량, 열유속, 시스템 압력 및 유체의 평균온도 등이 있음을 밝혔고, 열전달 상관관계식을 제시하였다.

Fang et al.(2001)은 가스쿨러의 성능을 예측할 수 있는 간단한 수학적 모델링에 대한 연구를 수행하였으며 이를 통해 냉매측 열전달계수를 예측할 수 있는 상관식을 개발하였다.

Dang et al.(2002)은 길이 0.5 m와 1 m, 내경 6 mm, 4 mm, 2 mm, 1 mm인 수평 평활동관을 이용하여 이중관식 열교환기를 제작한 후, 가스쿨러 내 CO₂의 열전달 특성에 대해서 실험하였다. 그 결과, 내경 6 mm에 대한 실험 데이터를 이용하여 액막 온도를 기준으로 하는 CO₂에 대한 새로운 상관식을 제안하고, 지배 방정식을 이용하여 수치적인 계산식도 개발하였다. 모든 관경과 질량유속의 범위 내에서 수치적인 계산식이 제안한 상관식보다 높게 나타나고, 새로이 제안한 상관식을 실험 데이터(6 mm를 제외한 실험데이터)와 비교한 결과, 관경이 작아질수록 이탈 정도는 크게 나타났다. 그리고 관경이 작아질수록 CO₂의 열전달계수는 증가하였지만, 내경 4와 2 mm의 실험 데이터를 비교한 결과 4 mm의 데이터가 높게 나타났다. 이는 Liao-Zhao가 언급한 부력의 영향인 것으로 판단하였다.

Gao et al.(2002)은 수평 평활동관을 사용하여 CO₂의 열전달 특성에 대해서 실험하였다. 가스쿨러 내 열전달계수를 잘 알려진 강제대류난류 상관식인 Gnielinski 상관식과 비교한 결과 유사 임계영역을 제외한 모든 범위 내에서 Gnielinski 상관식과 잘 일치하였고 유사임계 영역에 가까울수록 열전달계수는 최대로 되었다. 그러나 유사임계 영역에서는 상관식보다 높게 나타났다. 가스쿨러 내에 윤활유를 1%를 첨가하여 실험한 결과 윤활유가 혼입한 상태의 열전달계수의 값이 혼합하지 않은 상태의 값보다 0~40%정도 낮게 나타났다고 하였다.

Mori et al.(2002)은 길이 0.8 m, 내경 4 mm, 6 mm, 8 mm의 수평 평활동관을

사용하여 이중관식 열교환기를 제작한 후, 이들은 가스쿨러 내의 유동을 난류로 가정하고, 관벽 근처에서의 점성 저층과 관중심에서의 난류 층으로 구분하여 관내 CO₂의 열전달계수는 점성 저층의 두께와 층 내의 열전도도에 의해서 좌우된다고 하였다. 실험으로 구한 CO₂의 열전달계수는 임계온도 부근인 45°C에서 최대값을 가지고, 45°C 이하에서는 점성저층의 두께 감소보다 액막 내 열전도도의 증가가 크기 때문에 열전달계수는 증가하며, 45°C 이상에서는 액막 내 열전도도의 감소가 지배적이기 때문에 열전달계수는 감소한다고 하였다.

국내에서 Yoon et al.(2003)은 내경이 7.73 mm인 동관을 사용해 초임계 가스냉각 과정 중 열전달계수 및 압력강하특성에 관한 실험적 연구를 수행하고 이를 바탕으로 열전달 상관식을 개발하였다.

위에서 언급한 기존의 연구들을 요약하면, 수평형 가스쿨러 내 CO₂의 열전달과 압력강하에 대한 실험적인 연구결과들은 많이 발표되었지만, 가스쿨러 내 CO₂는 초임계 상태이고, 기존의 프레온계 냉매와는 달리 열물성치의 영향을 많이 받기 때문에 CO₂의 전열과 압력강하 특성에 대한 정확한 이론해석과 설명이 부족한 상태이다.

이산화탄소를 적용한 증발기에 대한 연구로 Kuo 와 Wang (1996)은 지름 9.52 mm 전열촉진관과 평활관에서 증발에 관한 실험 데이터를 제공하였는데, 데이터는 두 개의 다른 증발온도(각각 6°C와 10°C)에서 질량유속은 100~300 kg/m²s이고 열유속은 6~14 kW/m²s의 조건에서 이루어졌다. 그들은 실험적 연구에서는 열전달계수에 대한 열유속, 질량유속과 증발압력의 영향이 보고되었다.

CO₂에 대한 증발 열전달 실험 및 모델에 관한 연구는 임계점 이하 및 임계점 부근에서의 실험 데이터로써 개발된 열전달 상관식이므로 제한성을 가지고 있다. 그러나 이러한 극히 소수의 연구에서 얻어진 실험 데이터 및 상관식이 CO₂를 사용한 냉동시스템 설계를 위해서는 CO₂에 대한 증발 열적 특성과 현상 규명 연구가 매우 필요하다고 하겠다.

Bredesen et al.(1997)은 순수 CO₂의 관내 증발에 대해 열전달계수를 측정한 결과, 기존의 상관식을 사용하여 계산한 값보다 약 2배정도 크게 나타난다고 밝혔다. 추론이 가능한 이유 중의 하나는 Shah, Gungor & Winterton 등의 상관식에는 액체표면장력의 변화에 대한 영향을 고려하지 않는다는 것이며 Bredesen 등이 제시한 실험 데이터는 고밀도 공조용 증발기보다 관직경이 크고 열유속 (6~9 kW/m²s)과 질량유속 (200~400 kg/m²s)이 작은 범위에 대한 것으로 실제 사용하고 있는 증발기의 사용범위와 형상과는 다소 차이가 있다고 하였다.

Yuan et al. (1999)은 내경 6 mm인 수평 평활관에서 냉매 R744(CO₂)의 증발 열전달계수의 실험값을 기존 상관식과 비교하였다. 시험부는 열선으로 감아 열을 가하는 방식으로 채택하였으며 실험조건은 증발온도 283K, 질량유속 160~320 kg/m²s, 열유속 10~20 kW/m²s의 조건에서 행해졌다. 각 경우에 대해 R744의 증발 열전달계수는 질량유속과 열유속 증가에 따라 증가하였으나 건도 증가에 따라서는 감소하는 경향을 보였다. 또한 기존 상관식과 비교를 통하여 실험값이 Gungor & Winterton의 상관식과 10% 미만의 근사치를 보임을 나타냈다.

Hihara와 Tanaka (2000)는 내경 1 mm의 작은 수평 평활관 내에서 R744의 증발 열전달계수를 측정하였다. 증발온도는 15°C로 고정시키고, 질량유속을 360~1440 kg/m²s, 열유속을 9~36 kW/m²s로 하여 실험조건을 맞추었다. 그들의 연구에서 건도 증가에 따라 증발 열전달계수의 감소경향을 보였으며 열유속 증가에 따라 증발 열전달계수는 증가하는 모습을 보였으나 작은 관경에서 질량유속의 증가는 증발 열전달계수를 월등히 증가시키는 결과를 보이지 못했다.

Cho et al. (2000)은 외경 9.55 mm, 내경 7.75 mm 수평 평활관에 질량유속, 열유속, 증발온도를 변화시키면서 증발 열전달계수를 구하는 실험을 실행하였다. 시험부에 열원을 공급하는 장치로는 직접 전류를 흘려 저항열로 가열시키는 직접가열 방식을 채택하였다. 질량유속은 212, 318, 424와 530 kg/m²s, 열유속은 12, 16, 20, 23과 27 kg/m²s, 증발온도는 0, 3.4, 6.7 그리고 10.5°C에 맞추어 실험하였다. 열유

속이나 질량유속 증가에 따라 증발 열전달계수는 증가하였지만 건도 증가에 따라 증발 열전달계수는 감소하는 경향을 보였다. 또한 시험부의 상, 하, 좌, 우의 증발 열전달계수의 값을 각각 구해봄으로써 건도의 증가에 따른 증발 열전달계수 감소를 표면장력이 잦은 R744의 기상이 직접 관 내벽에 접촉하는 현상으로 설명하였다.

이상과 같은 연구에서 알 수 있듯이 기존의 연구는 급탕기 및 열펌프에 제한되어 있으며 실제 자동차 공조기기에서 적용되는 열교환기에 이산화탄소를 적용하여 고효율화에 대한 구체적인 연구는 매우 부족한 현실이다. 특히, 국내의 경우 아직 초기단계에 있고 이에 미래 자동차 공조시장에서 시장경쟁력이 약화될 우려가 있다.

제 3 절 본 연구의 목적

대체냉매로서 친환경적이며 냉매의 단위 체적당 용량이 높은 특성을 가지고 있는 CO₂에 관한 연구는 90년대 후반에 들어 활발해지고 있으나(Pitla etc, 1998) 임계온도가 31.1°C로 상온 근처이며 임계압력이 기존의 냉매보다 7배 이상 높기 때문에 시스템을 구현하는데 있어서 고압에 견딜 수 있는 장치를 구성하는 어려움이 있다. 또한 임계온도가 기존에 사용되고 있는 냉매보다 대단히 낮은 31.1°C로 냉동 사이클을 구성함에 있어서 응축과정을 거칠 때 임계상태를 지나거나 초임계 상태에서 이루어지게 된다. 또한 증발열전달의 경우에도 기존의 냉매와 동일한 포화온도에서 증발이 일어날 때 임계점에 가까운 아임계 상태에서 증발과정을 겪게 된다. 따라서 아임계 사이클에서 작동하는 기존의 합성냉매를 이용한 차량용 에어컨 시스템에 자연냉매인 이산화탄소를 적용할 경우 기존의 냉매와 다른 초임계 사이클에서 작동하기 때문에 기존에 사용하였던 각각의 구성요소들이 이산화탄소 특성에 맞게 재설계되어야 한다. 그 중에서도 열교환기는 전체 시스템의 성능 및 효율을 결정하는데 중요한 역할을 함으로 이산화탄소의 특성에 맞는 열교환기로 최적화되어야 한다. 또한 지구온난화 방지 및 국내 자동차산업의 지속적인 발전을 위해서는 친환경 자연냉매인 이산화탄소를 이용한 자동차 에어컨 시스템 개발이 시급하며, 국내 자동차 산업의 발전은 물론이고 냉동공조 관련 산업의 보호 및 발전을 위해서도 친환경 대체 냉매 공조시스템 개발이 절실히 요구되고 있는 실정이다.

이에 본 연구에서는 시뮬레이션 프로그램을 통하여 이산화탄소를 작동유체로 한 자동차용 마이크로채널 열교환기의 성능특성을 파악하기 위해 냉매분배 및 여러 가지 운전조건 변화에 따른 성능특성을 해석적으로 고찰하였다. 즉, 이산화탄소 적용 마이크로채널 가스쿨러의 성능특성을 파악하기 위해 냉매의 유동방향 및 냉매 분배를 고려한 3가지 모델링을 개발하여 시뮬레이션을 수행하였으며 마이크로채널 증발기의 경우 마이크로채널의 포트 개수를 변화시켜 성능특성을 고찰하였다. 또한

운전조건으로는 열교환기 입구의 공기의 온도, 공기의 입구속도, 그리고 냉매의 질량유량, 냉매의 입구압력을 변화시켰으며 이에 따른 열교환기 용량, 압력강하, 그리고 각 관에서의 열전달계수와 압력강하를 비교하였다. 본 연구를 통하여 이산화탄소를 작동유체로 한 차량용 열교환기의 성능데이터를 제공할 뿐만 아니라 나아가 이산화탄소를 이용한 차량용 공조시스템의 개발에 필요한 필수적인 최적제어법을 제공할 수 있을 것으로 기대된다.

제 2 장 열교환기 모델링

제 1 절 가스쿨러(gascooler) 모델링

본 연구에서 설계한 가스쿨러는 루버핀(louver fin)을 적용한 마이크로채널(microchannel) 열교환기로 Figs. 2.1~2.3과 같이 나타냈으며 사용된 마이크로채널 단면은 Fig. 2.4에 보여주고 있다. Table 2.1은 본 연구에서 설계된 이산화탄소를 냉매로 한 가스쿨러의 사양을 나타내고 있다.

마이크로채널 가스쿨러의 성능특성을 파악하기 위해서 냉매분배 및 여러 가지 운전조건을 변화시키면서 시뮬레이션을 수행하였다. 먼저 가스쿨러의 사이즈를 가로는 630.3 mm, 세로는 379.44 mm, 폭 16.55 mm로 차량용 가스쿨러와 비슷한 크기로 모델링하였다. 총 관의 개수는 36개 관으로 설정하였으며 냉매분배에 대한 시뮬레이션 데이터를 얻기 위해 Figs. 2.1~2.3과 같이 3가지 열교환기를 나누어 시뮬레이션을 수행하였다. 먼저 총 36개의 관을 한 방향으로만 냉매가 유동하는 형태를 1 Pass 모델로 설정하였고 18개의 관에서 냉매가 반대로 유동하는 형태를 2 Pass 모델, 총 36개의 관을 9개씩 나누어 냉매의 유동을 반대로 유동하는 형태를 4 Pass 모델로 설정하였다. 이 때 냉매는 균일하게 분배되어 흐르는 것으로 가정하였으며, 냉매의 출구온도를 외기의 온도와 가깝게 설계하였다.

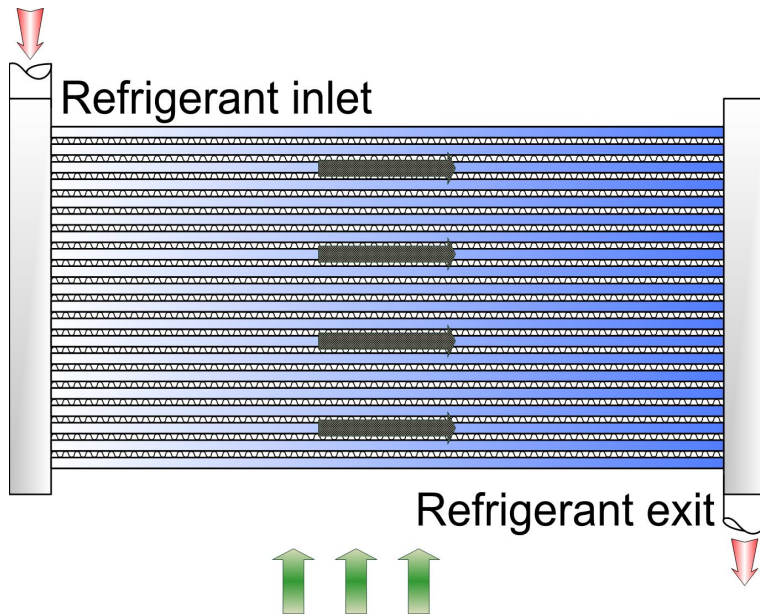


Fig. 2.1 Schematics of microchannel type gascooler (1 Pass).

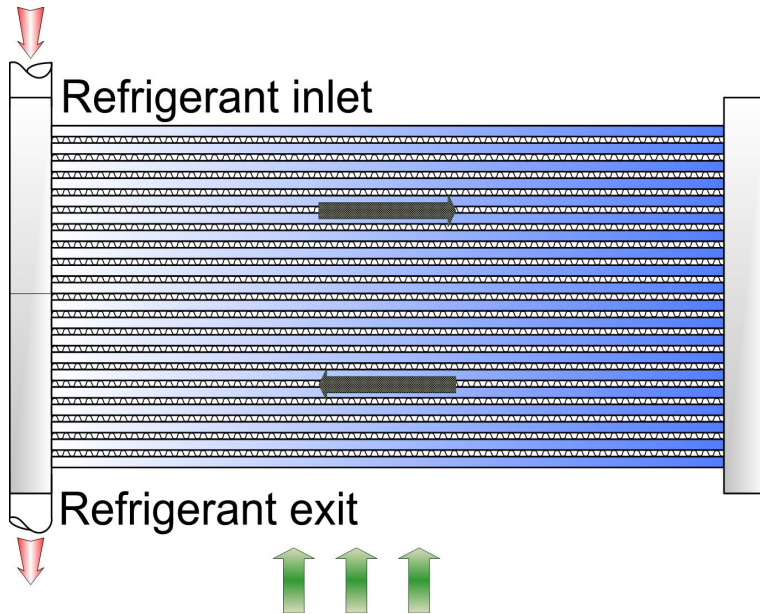


Fig. 2.2 Schematics of microchannel type gascooler (2 Pass).

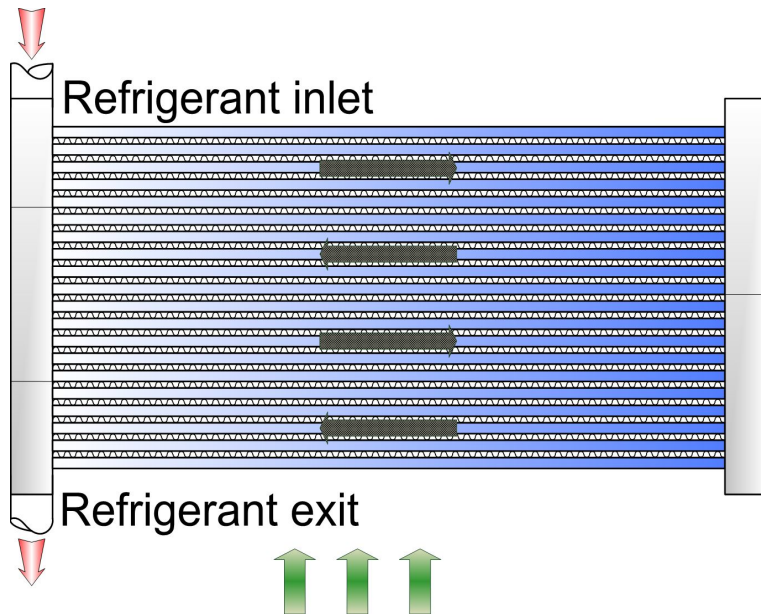


Fig. 2.3 Schematics of microchannel type gascooler (4 Pass).

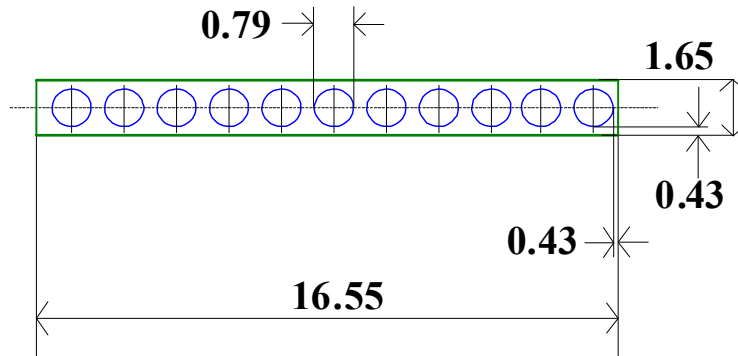


Fig. 2.4 Cross sectional view of a microchannel tube(gascooler).

Table 2.1 Specifications of gascooler

	Item	Specification
Tube	Port diameter(mm)	0.79
	Port number	11
	Tube thickness(mm)	1.65
	Tube pitch(mm)	10.54
	Tube depth(mm)	16.55
	Tube length(mm)	630.3
Fin	Fin pitch(mm)	1.65
	Fin height(mm)	8.89
	Fin depth(mm)	16.55
	Fin thickness(mm)	0.1
	Louver pitch(mm)	1.8
	Louver height(mm)	7.16
	Louver angle	23

본 연구에서 가스쿨러에 사용된 핀은 루버핀으로 그 모양은 Fig. 2.5와 같다. 루버핀은 연속적인 표면의 핀보다 열전달 성능이 뛰어나고 고밀도화 및 대량생산의 장점으로 인해 압력 손실이 크고 내구성이 떨어진다는 단점에도 불구하고 많이 사용한다. 공기를 매체로 하여 열교환하는 가스쿨러의 모델링은 Fig. 2.6에 나타내듯이 전체열교환기의 임의의 일부분을 제어체적으로 설정하고 냉매와 공기사이 에 에너지 및 질량방정식을 이용하여 각 상태량을 계산하는 미소요소접근법을 이용하였다.

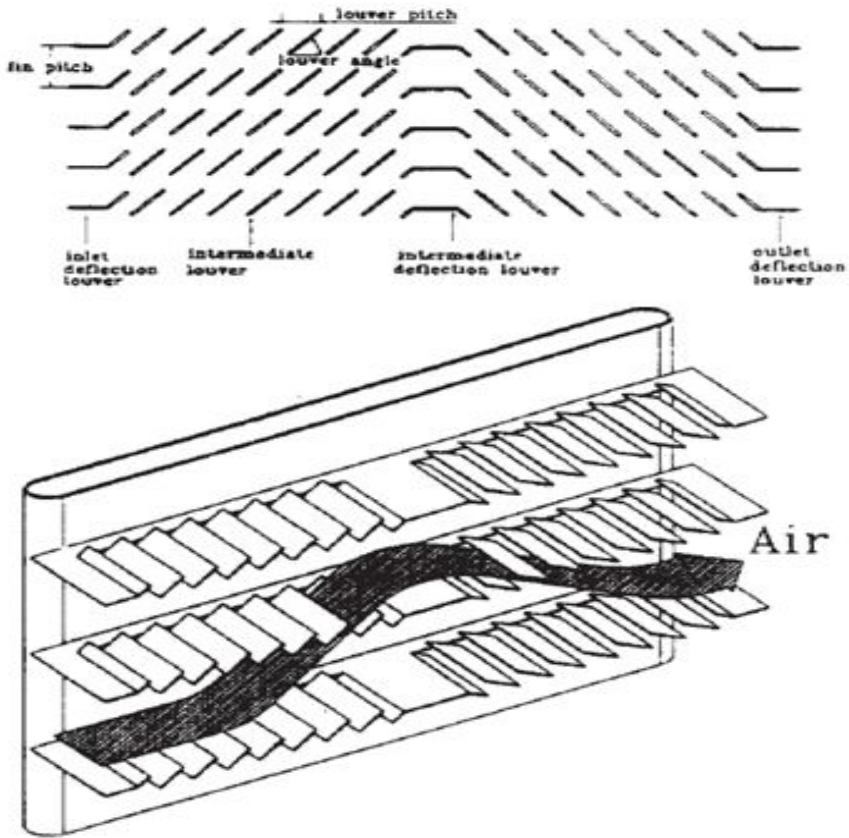


Fig. 2.5 Typical deviation of the flow by the louver.

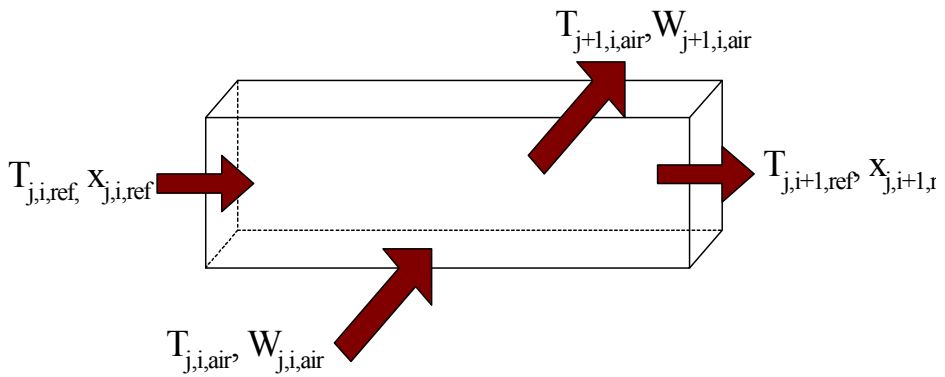


Fig. 2.6 Schematics of finite control volume method.

즉, 전체 열교환기의 일부분을 제어체적으로 설정하고 냉매와 공기사이에 에너지 방정식과 질량보존 방정식을 사용하여 공기와 냉매의 출구상태를 각각 계산하고 계산된 값들은 다음 제어체적의 입구조건으로 사용하여 전체 열교환기의 시뮬레이션을 수행하였다. 모델에 대한 해석을 열교환기 전체를 같은 길이로 여러 구간을 나누어서 한 구간에서 입구조건을 입력으로 하여 그 구간에서 열교환 관계식을 풀어 출구조건을 구한다. 계산된 출구조건을 다음 구간의 입구조건으로 하여 출구조건을 구한다. 이러한 과정을 모든 구간에 대하여 순차적으로 계산하여 열교환기의 출구조건을 구하는 관순법(tube-by-tube method)을 적용하였다.

1. 냉매측 열전달상관식

마이크로채널 관 내부에는 냉매가 흐르며 외부로는 관과 수직 방향으로 공기가 흐르는 열교환기에서 ε -NTU method를 이용하여 해석을 수행하였으며 해석에 사용된 열전달식은 다음과 같다.

$$Q = \dot{m} C_p (T_o - T_i) \quad (2-1)$$

본 연구에서 냉매측에 적용된 열전달계수는 Gnielinski(1976)가 제안한 식을 사용하였다. Gnielinski correlation은 일반적으로 초임계상태에서 비교적 높은 정확도를 나타내는 것으로 알려져 있다.

$$NU_D = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re_d - 1000)Pr}{1 + 12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (2-2)$$

여기서 적용 조건은 $0.5 < pr < 2000$, $2300 < Re_d < 5 \times 10^5$ 이다.

마찰계수는 Churchill correlation(1977)을 사용하였다.

$$f = 8 \left\{ \left(\frac{8}{Re}\right)^{12} \left[\left(2.457 \ln \left(\frac{1}{\left(\frac{7}{Re}\right)^{0.9} + 0.27\varepsilon} \right) \right)^{16} + \left(\frac{37530}{Re}\right)^{16} \right]^{\frac{-3}{2}} \right\}^{\frac{1}{12}} \quad (2-3)$$

열교환기의 표면거칠기(roughness)는 $\varepsilon = 5\mu m$ 을 값으로 사용하였다.

2. 공기측 열전달상관식

실외에서 냉매와 열교환하는 공기측 열전달계수는 Kim and Bullard(2001)이 제안한 식을 사용하였다. 각 미소체적에 대하여 사용된 식은 다음과 같이 표현된다.

Colburn j-factor :

$$j = Re_{LP}^{-0.487} \left(\frac{L_\alpha}{90} \right)^{0.257} \left(\frac{F_p}{L_p} \right)^{-0.13} \left(\frac{H}{L_p} \right)^{-0.29} \left(\frac{F_d}{L_p} \right)^{-0.235} \left(\frac{L_l}{L_p} \right)^{0.68} \left(\frac{T_p}{L_p} \right)^{-0.279} \left(\frac{\delta_f}{L_p} \right)^{-0.05} \quad (2-4)$$

$$j = \frac{h_a}{\rho_a V C_{p,a}} Pr^{2/3} \quad (2-5)$$

또한 핀 효율(fin efficiency)과 표면 효율은 다음과 같이 표현된다.

$$\eta_f = \frac{\tanh(ml)}{ml}, \quad m = \sqrt{\frac{2h_{aw}}{k_f \delta_f} \left(1 + \frac{\delta_f}{F_d} \right)}, \quad l = \frac{H}{2} - \delta_f \quad (2-6)$$

$$\eta_{ow} = 1 - \frac{A_f}{A_{ow}} (1 - \eta_f) \quad (2-7)$$

습 표면에서 열전달량은 다음 식으로 계산할 수 있다.

$$h_{ow} = \frac{1}{(c_{p,o}/b_w h_o) + (y_w/k_w)} \quad (2-8)$$

여기서,

h_{ow} : sensible heat transfer coefficient for the wet surface

y_w : condensate film thickness

질량전달계수는 열 및 물질전달의 상사관계로부터 다음과 같이 결정되어진다.

$$h_D = \frac{h_o}{c_{p,ow}} Le^{-2/3} \quad (2-9)$$

각 식에서 사용된 Le(Lewis number)는 0.85를 사용하였다.

따라서 열교환기 전체를 통한 총열전달계수(overall heat transfer coefficient)는 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln(1.08w/D)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (2-10)$$

제 2 절 증발기(evaporator) 모델링

본 연구에서는 마이크로채널을 이용한 증발기를 설계하였다. 이는 일반적으로 사용되는 열교환기중 하나로 앞으로 이산화탄소 사이클에 적용가능성이 크고 제작이 용이하여 성능예측을 위한 모델 개발이 중요하다. 마이크로채널을 적용한 증발기의 해석을 위해 전체열교환기의 일부분을 제어체적으로 설정하고, 냉매와 공기사이 에너지 방정식과 질량보존 방정식을 사용하여 공기의 출구 상태와 냉매의 출구 상태를 구한다. 공기와 냉매의 출구 상태는 다음 제어체적의 입구조건으로 사용되며 전체열교환기를 해석하였다.

본 연구에서 설계된 마이크로채널 증발기의 개략도를 Fig. 2.7과 같으며, 증발기의 사양은 Table 2.2에 나타내었다. 증발기의 용량 및 상변화를 고려하여 가스쿨러 크기의 59%로 설계하였으며 열교환기 가로 크기는 260.7 mm, 세로 크기는 252.96 mm, 폭 16.55 mm로 가스쿨러와 마찬가지로 차량에 적용한 증발기와 비슷한 크기로 모델링하였다. 총 관의 개수는 24개이며 냉매의 흐름은 2 Pass로 12개씩 나누어 반대로 유동하도록 설계하였다. 마이크로채널 증발기의 성능특성을 파악하기 위해 Fig. 2.8과 같이 마이크로채널의 가로 길이는 16.55 mm, 포트와 포트사이의 간격을 0.7 mm, 포트와 벽 사이의 간격을 0.43 mm로 일정하게 고정시킨 상태에서 포트 개수를 10, 11, 12, 13로 변화시켰으며 냉매의 분배는 일정하다고 가정하였다. 이로 인해 마이크로채널의 포트 개수가 증가함에 따라 직경의 길이는 0.939 mm에서 0.56 mm로 약 0.38 mm 감소하였으며 채널의 높이 또한 1.799 mm에서 1.42 mm로 약 0.38 mm 감소하여 Fig. 2.9와 같이 열교환기의 높이는 256.54 mm에서 247.44 mm로 약 3.55% 감소한 것을 확인할 수 있다.

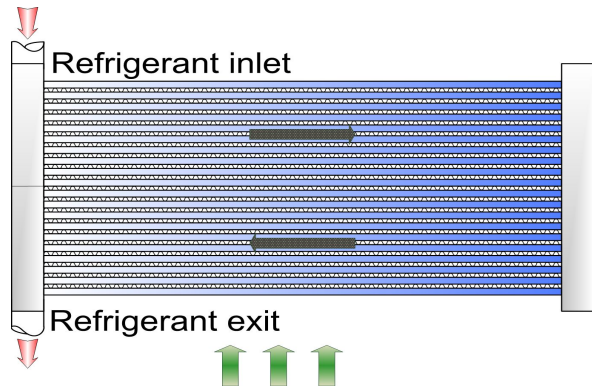
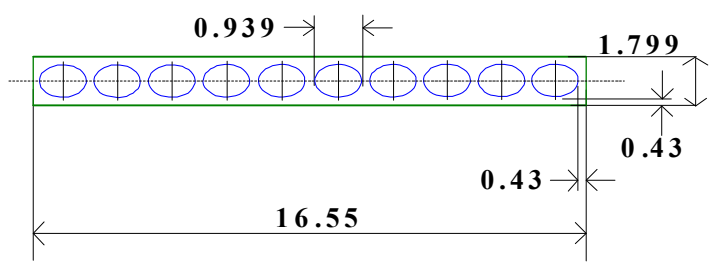
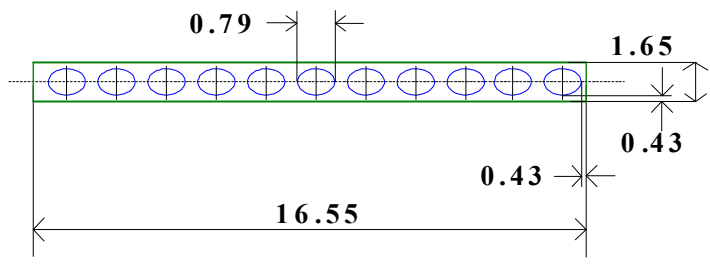


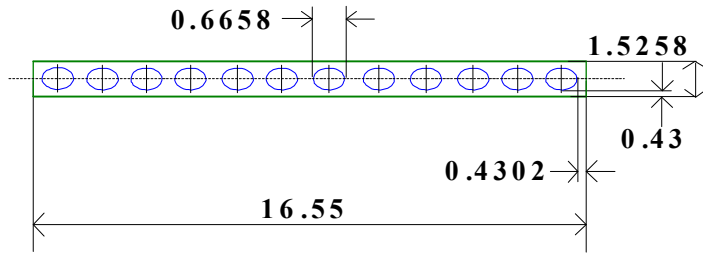
Fig. 2.7 Schematics of microchannel type evaporator.



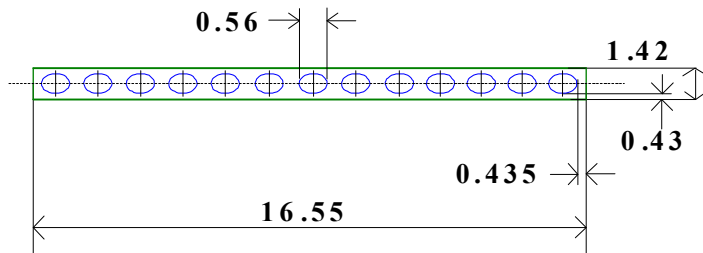
(a) 10 Port.



(b) 11 Port.

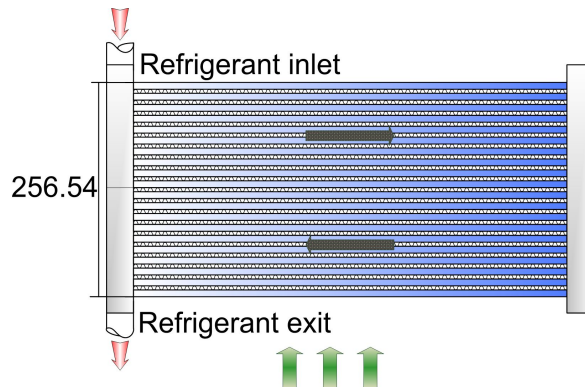


(c) 12 Port.

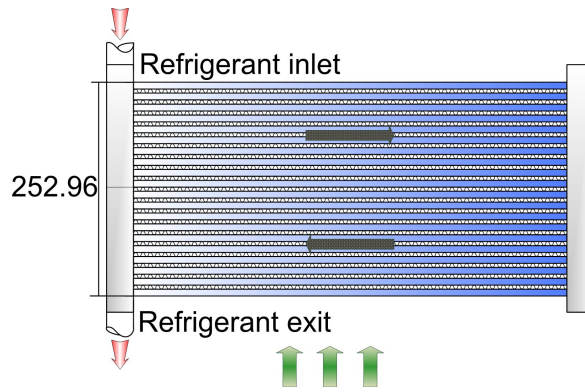


(d) 13 Port.

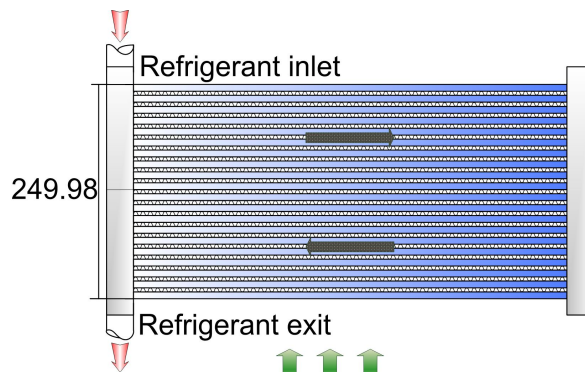
Fig. 2.8 Cross sectional view of a microchannel tube(evaporator).



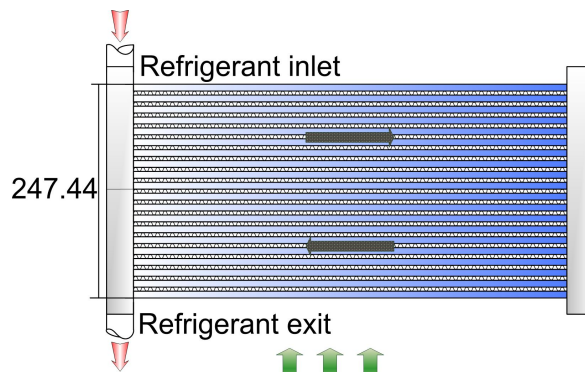
(a) 10 Port.



(b) 11 Port.



(c) 12 Port.



(d) 13 Port.

Fig. 2.9 Schematics of microchannel type evaporator with port number.

Table 2.2 Specifications of evaporator

	Item	Specification
Tube	Tube depth(mm)	16.55
	Tube length(mm)	260.7
Fin	Fin pitch(mm)	1.65
	Fin height(mm)	8.89
	Fin depth(mm)	16.55
	Fin thickness(mm)	0.1
	Louver pitch(mm)	1.8
	Louver height(mm)	7.16
	Louver angle	23

1. 냉매측 열전달상관식

증발기의 수증기와 물표면 사이의 열전달은 현열 및 잠열에 의한 열전달로 식 (2-11)와 같으며, 냉매측 증발열전달계수는 Gungor and Winterton 상관식 (2-12)을 이용하여 계산하였다. 냉매의 증발온도는 증발이 진행됨에 따라 낮아지게 되는데, 식 (2-13)의 압력강하 상관식을 통해 이를 고려하였다.

$$dQ = [h_o(T_a - T_w) + h_{D,o}(w_a - w_w)i_{fg,w}]dA_o \quad (2-11)$$

$$h_{tp} = Sh_{pool} + Eh_l \quad (2-12)$$

$$\Phi_l = (1 + C/X + 1/X^2)^{1/2} \quad (2-13)$$

냉매의 건도가 1인 경우 즉, 과열도 영역에서의 상관식은 “제 1 절 가스쿨러 모델링”에서 “1. 냉매측 열전달상관식”에 적용된 열전달상관식을 동일하게 사용하였다.

2. 공기측 열전달상관식

증발기의 경우, 공기측 열전달상관식은 “제 1 절 가스쿨러 모델링”에서 “2. 공기측 열전달상관식”에 적용된 열전달상관식을 동일하게 사용하였다.

제 3 절 해석조건

1. 가스쿨러

가스쿨러에서 운전조건 변화에 따른 가스쿨러 성능을 비교 분석하기 위하여 가스쿨러의 냉매의 입구온도는 100°C, 입구압력은 10 MPa, 공기의 유속은 1.5 m/s, 질량유량은 45 g/s, 실외온도의 건구온도 35°C, 습구온도 24°C를 기준으로 설정하였으며 공기의 유속은 0.5 m/s씩, 냉매의 질량유량은 2.5 g/s씩, 냉매의 입구온도는 5°C, 그리고 실외온도의 건구온도를 2.5°C 변화시켜 가면서 성능을 해석하여 분석하였다. 또한 실외 습구온도는 건구온도를 기준으로 상대습도 40%로 일정하게 설정하였다. 본 연구에서 선정된 가스쿨러의 운전조건은 Table 2.3에 나타내었으며 Fig. 2.10에 이산화탄소를 작동유체로 한 마이크로채널 가스쿨러 모델의 시뮬레이션 순서도를 보여주고 있다.

2. 증발기

운전조건 변화에 따른 증발기의 성능을 비교 분석하기 위하여 공기의 유속은 1.0 m/s를 기준으로 0.5 m/s씩 변화시켰으며 냉매의 질량유량은 45 g/s를 기준으로 2.5 g/s씩 변화시켰다. 또한 증발기의 냉매 입구조건은 가스쿨러의 출구온도를 37°C, 압력을 10 MPa로 설정하고 팽창장치가 등엔탈피 과정으로 팽창한다고 가정하여 증발기의 입구압력을 2500 kPa에서 4500 kPa까지 500 kPa씩 증가시켜 설정하였다. 그리고 실내온도는 건구온도 27°C를 기준으로 2.5°C씩 변화시켜 가면서 성능을 예측 분석하였다. 이때 실내 습구온도는 건구온도를 기준으로 상대습도를 50%로 일정하게 선정하였다. 본 연구에서 설정된 증발기의 운전조건은 Table 2.4에 나타내었으며 Fig. 2.11에 루버핀을 적용한 마이크로채널 증발기 모델의 시뮬레이션 순서도를 보여주고 있다.

Table 2.3 Test conditions(gascooler)

Parameters	Value
Air velocity (m/s)	0.5, 1, 1.5, 2, 2.5
Refrigerant mass flow rate (g/s)	40, 42.5, 45, 47.5, 50
Refrigerant inlet temperature (°C)	90, 95, 100, 105, 110
Outdoor temperature (°C)	30, 32.5, 35, 37.5, 40 (Relative humidity = 40%)

Table 2.4 Test conditions(evaporator)

Parameters	Value
Air velocity (m/s)	0.5, 0.75, 1, 1.25, 1.5
Refrigerant mass flow rate (g/s)	40, 42.5, 45, 47.5, 50
Refrigerant inlet condition (x/°C/kPa)	0.4769 / -12.01 / 2500 0.4496 / -5.551 / 3000 0.4225 / 0.1618 / 3500 0.3947 / 5.3 / 4000 0.3653 / 9.98 / 4500
Indoor temperature (°C)	21, 24.5, 27, 29.5, 32 (Relative humidity = 50%)

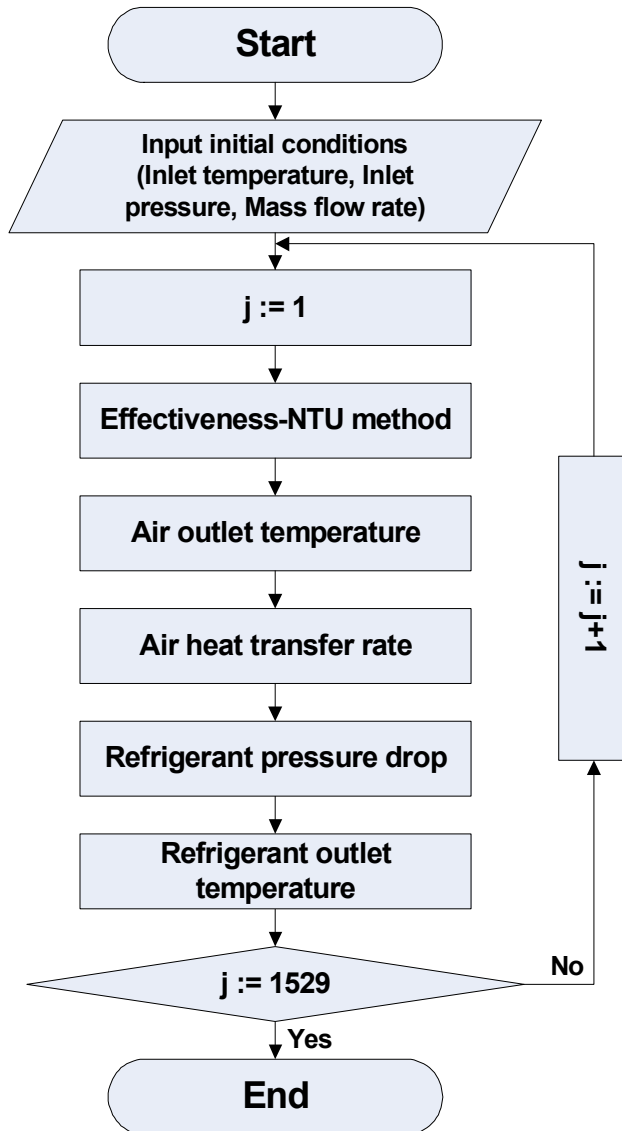


Fig. 2.10 Flow chart for gascooler.

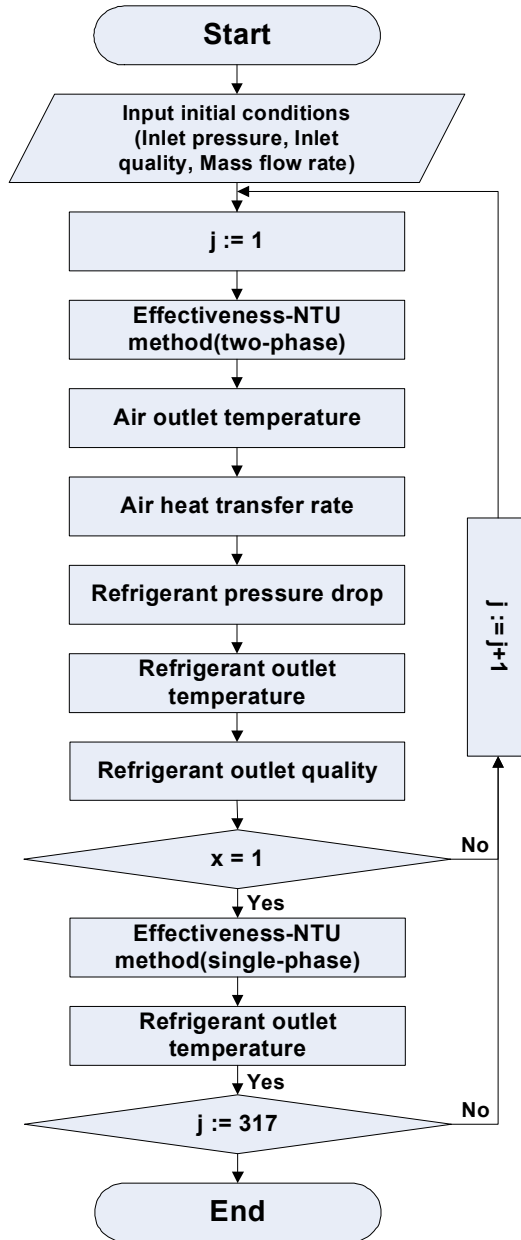


Fig. 2.11 Flow chart for evaporator.

제 3 장 결과 및 고찰

제 1 절 운전조건에 따른 가스쿨러 성능특성 고찰

1. 냉매분배에 따른 가스쿨러 성능특성 고찰

Fig. 3.1은 각각의 가스쿨러에서 관 구간에서의 냉매측 열전달계수의 변화를 보여주고 있다. Fig. 3.1에서 볼 수 있듯이 모든 가스쿨러에서 열전달계수의 변화는 유사한 경향을 보이는 것으로 나타났다. 즉, 냉매가 냉각되는 동안 열전달계수는 급격히 증가하다가 유사임계 온도 점에서 최대값을 보이고 다시 감소하는 경향을 보인다. 또한 임계온도 이후 열전달계수의 감소정도는 감소하여 일정 길이 이후에는 거의 일정한 값을 보인다. 그 이유는 이산화탄소의 열전달계수가 냉매의 비열에 가장 많은 영향을 받기 때문이다. 즉, 이산화탄소는 온도변화에 따라 비열이 서서히 증가하다가 임계온도 근처에서 최대값을 보인다. 가스쿨러에서 관 구간의 초반에 급격히 증가하다가 감소하는데 이는 냉매의 비열 변화가 급격히 증가하다가 감소하기 때문이다. 반면 열교환기 출구 부분에서는 다시 비열변화가 완만해지는데 임계온도 이후 비열의 크기는 거의 유사한 값을 보이기 때문이다. 본 연구에서 냉매의 온도 변화가 상대적으로 가장 심하게 빨리 일어났던 1 Pass 모델에서 열전달계수 값의 최대값이 가장 빨리 나타났으며, 온도 변화가 상대적으로 완만했던 4 Pass 모델의 열전달 계수가 가장 늦게 나타났다. 최대 열전달계수는 1 Pass인 경우 $2,838 \text{ W/m}^2\text{K}$, 4 Pass인 경우 $10,315 \text{ W/m}^2\text{K}$ 로 나타났으며 1 Pass의 경우 4 Pass에 비하여 최대값이 2.5배 정도 빨리 나타나는 것으로 확인되었다.

Fig. 3.2는 각각의 가스쿨러에서 관 구간에 따른 냉매측 온도변화를 보여주고 있다. 본 연구에서 개발한 모든 모델에서 관의 전반부에서는 냉매와 공기의 온도차가 크므로 열교환이 활발하여 냉매의 온도가 큰 폭으로 하락하지만 관의 후반부에서

는 냉매와 공기측의 온도차가 줄어들에 따라 냉매의 온도 하락폭이 작아짐을 확인할 수 있다. 본 연구에서 전체 열교환기에 흐르는 냉매의 질량유량은 일정하지만 냉매의 분배에 따라 하나의 관에 흐르는 질량유량이 크게 다름으로 각 관에 냉매의 질량유량이 가장 적게 흐르는 1 Pass 모델의 냉매 출구온도가 37°C까지 떨어지는데 걸리는 관의 길이는 입구로부터 약 541 mm로 가장 짧으며, 2 Pass 모델의 경우 556 mm로 나타났다. 그리고 각 관에 냉매의 질량유량이 다른 모델들에 비해 가장 많이 흐르는 4 Pass 모델의 경우에는 1,176 mm로 1 Pass 모델에 비하여 약 2.2배 이상 증가하는 것으로 확인되었다. 그러나 가스쿨러에서 최종 출구온도는 1 Pass 모델의 경우 36.13°C로 가장 높게 나왔으며, 2 Pass 모델의 경우 35.06°C, 4 Pass 모델은 35.01°C로 냉매가 열교환 할 수 있는 공기측 입구온도와 거의 유사하게 형성되는 것으로 나타났다. 이는 냉매가 흐르는 열교환 길이가 다른 2개의 모델에 비해 상대적으로 매우 길기 때문이다.

Fig. 3.3은 각각의 열교환기의 관 구간에 따른 냉매측 압력변화를 보여주고 있다. 냉매가 관을 통과하는 동안 관 마찰이나 냉매의 유동으로 인해 냉매의 압력은 감소하는데 본 연구에서도 이러한 경향이 잘 보여주고 있다. 냉매의 분배에 따라 각 관에 흐르는 질량유량에 차이를 보임으로써 냉매의 질량유량이 가장 적게 흘러 냉매 질량유속이 가장 적은 1 Pass 모델에 비해 냉매의 질량유량이 커서 냉매 질량유속이 가장 큰 4 Pass 모델이 관 길이 당 떨어지는 압력강하량이 4 Pass 모델이 1 Pass 모델에 비해 11배 높은 것으로 확인되었다. 관의 길이가 가장 긴 4 Pass 모델의 냉매 출구압력이 9,933 kPa로 압력강하량이 약 67 kPa로 가장 큰 압력강하를 보였으며, 2 Pass 모델의 경우 출구압력은 9,989 kPa로 약 11 kPa의 압력강하를 보였다. 그리고 1 Pass 모델의 경우 압력강하가 거의 일어나지 않아 9,998 kPa로 입구 압력에 비해 약 2 kPa 정도의 압력강하를 보여 가장 작은 압력강하를 보였다. 이는 열교환기 길이가 짧고 질량유속이 크게 감소하여 상대적으로 적은 압력손실을 가지기 때문이다. 또한 주어진 가스쿨러의 운전조건에서는 이산화탄소의 밀도가

매우 작고 비체적이 커 마찰손실이 작게 나타난다.

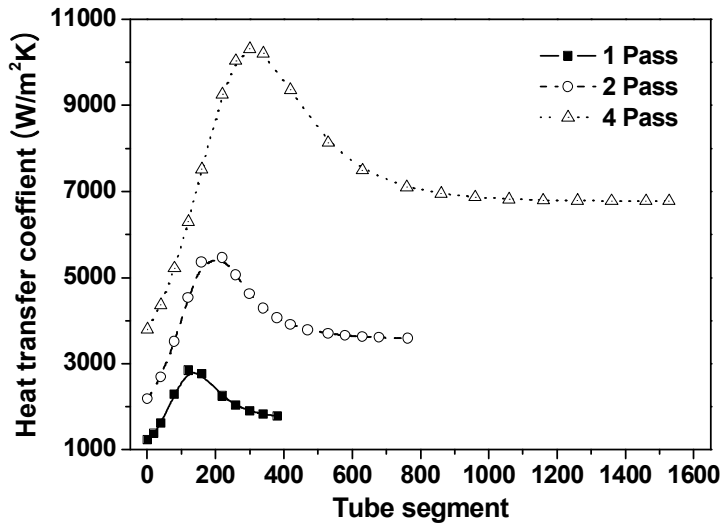


Fig. 3.1 Comparison of refrigerant heat transfer coefficient with tube segment(gascooler).

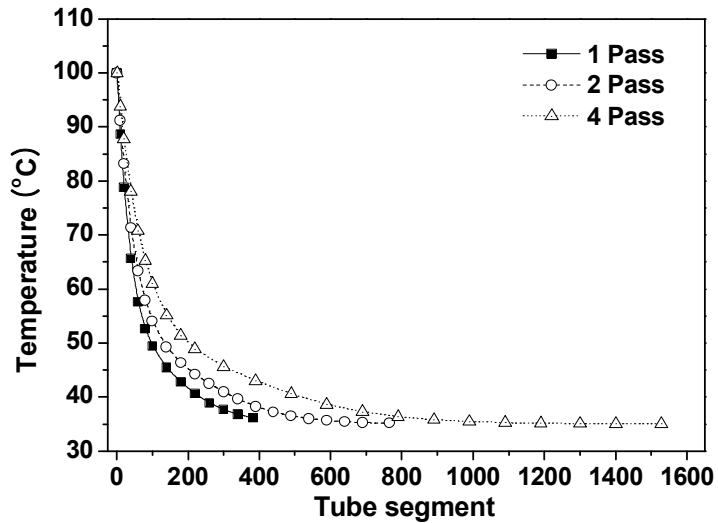


Fig. 3.2 Comparison of refrigerant outlet temperature with tube segment(gascooler).

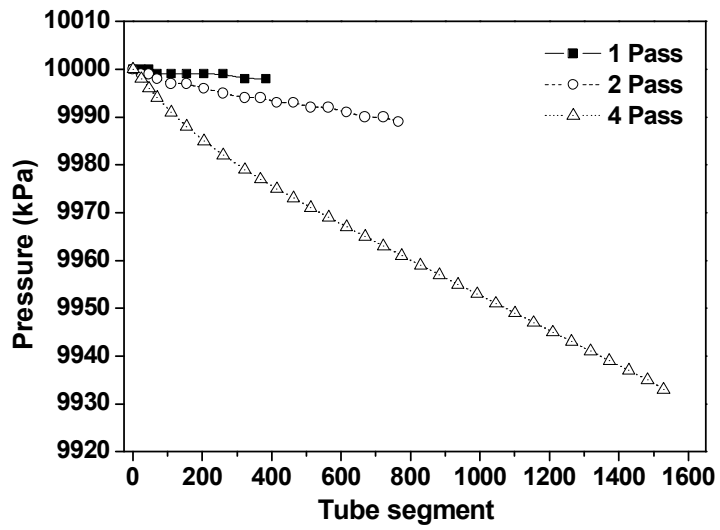


Fig. 3.3 Comparison of refrigerant outlet Pressure with tube segment(gascooler).

2. 운전조건변화에 따른 성능특성 고찰

Fig. 3.4는 가스쿨러 전면의 공기풍속 변화에 따른 가스쿨러 용량과 냉매의 출구 온도 변화를 보여주고 있다. 공기의 풍속이 증가할수록 냉매의 출구온도가 떨어지고 열교환기 열교환량이 향상되는 것을 확인할 수 있다. 풍속의 증가는 공기의 풍량 증가로 이어져 냉매와의 열교환을 증가시키고 이에 냉매의 출구온도를 감소시킨다. 본 연구에서는 4 Pass 모델이 공기의 풍속에 따라 가장 낮은 냉매의 출구온도를 보였으며 공기속도가 2 m/s이하에서 가장 높은 냉방용량을 확보함을 확인하였다. 하지만 공기풍속이 2.0 m/s 이상에서는 4 Pass 모델이 2 Pass 모델에 비해 냉매의 출구온도는 높지만 열교환기 용량은 더 적은 것을 볼 수 있다. 이는 공기속도가 2 m/s에서 4 Pass 모델의 가스쿨러가 공기측과 최대로 열교환 함으로써 공기속도가 2 m/s이상에서는 냉매가 열교환기의 출구로 나오기 이전에 공기측 온도와 유사해짐으로써 그 이후의 열교환기는 유용성이 크게 저하되기 때문이다. 하지만 2 Pass 모델의 경우 공기의 속도가 2 m/s 이후에도 냉매와 공기와의 온도차가 일정 이상 존재함으로써 적은양이지만 지속적으로 열교환을 할 수 있기 때문에 계속 증가하는 경향을 보인다. Fig. 3.4에서 볼 수 있듯이 공기의 속도가 증가함에 따라 냉매의 질량유량의 감소와 냉매가 통과하는 관의 길이를 고려할 경우 2 Pass 모델이 4 Pass 모델에 비해 상대적으로 최적 설계된 것으로 나타났다. 공기의 속도가 2.5 m/s 일 때 냉매의 출구온도는 1 Pass 모델이 공기와 최대 열교환 할 수 있는 35°C로 가장 낮고, 2 Pass 모델이 35.05°C, 4 Pass 모델이 35.71°C로 가장 높게 나타났다. 하지만 가스쿨러의 용량은 2 Pass 모델이 약 9.65 kW로 가장 높은 성능을 보였으며, 4 Pass 모델은 약 9.64 kW, 1 Pass 모델의 경우 냉매출구온도와 비례하여 가장 낮은 약 9.53 kW의 성능을 보인다. 즉, 공기의 유속이 큰 경우 가스쿨러의 용량의 차이와 가스쿨러 출구의 온도의 차이는 매우 작아지는 것을 확인하였다.

Fig. 3.5는 공기속도 변화에 따른 가스쿨러에서의 압력강하량을 비교하여 보여주

고 있다. 공기의 속도가 증가함에 따라 가스쿨러에서의 압력강하량은 감소하는 경향을 가진다. 공기속도가 빨라짐에 따라 열교환 효과가 증가하여 냉매의 출구온도가 낮아지고 낮은 온도의 냉매가 튜브의 길이에 차지하는 비율이 커지게 된다. 냉매의 온도가 감소하게 되면 점성이 증가하게 되는 반면 냉매 유동의 난류정도가 감소하기 때문에 압력강하 역시 감소하는 것으로 나타났다. 즉, 냉매의 점성에 의한 관마찰 손실에 비해 냉매 유동의 난류정도와 속도의 감소가 압력강하에 미치는 영향이 더 크기 때문이다. 공기 속도가 0.5 m/s에서 2.5 m/s로 증가함에 따라 냉매가 통과하는 관의 길이가 가장 긴 4 Pass 모델의 압력강하량이 77 kPa에서 65 kPa로 약 12 kPa로 가장 크게 줄었으며, 2 Pass 모델이 12 kPa에서 10 kPa로 약 2 kPa정도 압력강하량이 줄었다. 반면 1 Pass 모델은 2 kPa로 일정한 압력강하량을 보였다. 공기의 속도가 1.5 m/s일 경우 1 Pass의 압력강하량은 11 kPa인 반면 4 Pass의 경우 67 kPa로 상대적으로 매우 크게 나타났다.

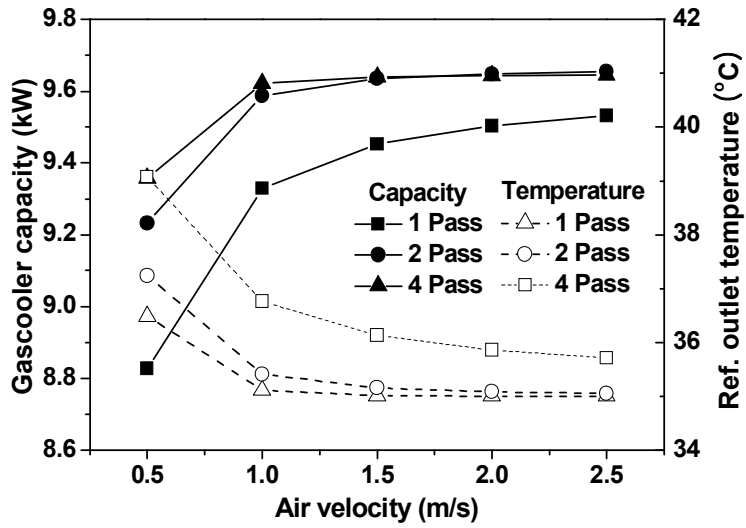


Fig. 3.4 Variations of capacity and outlet temperature with air velocity(gascooler).

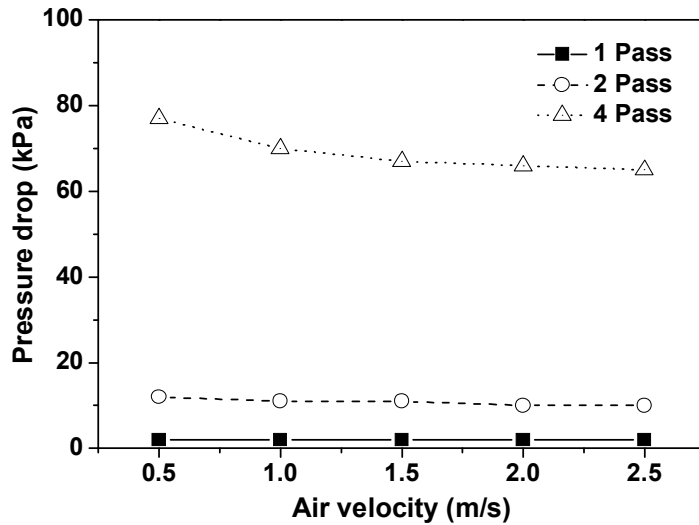


Fig. 3.5 Comparison of pressure drop with air velocity(gascooler).

Fig. 3.6은 가스쿨러 용량과 냉매의 출구온도를 냉매의 입구온도 변화에 따라 비교하여 보여주고 있다. 일반적으로 냉매의 입구온도가 증가할수록 냉매의 출구온도도 같이 증가하는 경향을 가지지만 입구온도의 증가량에 비해 출구 온도의 증가량은 상대적으로 작아 냉매의 입구온도가 증가함에 따라 열교환기 용량은 증가하게 된다. 본 연구에서도 이러한 경향을 잘 보여주어 냉매의 입구 온도가 증가함에 따라 가스쿨러의 용량이 증가하는 경향을 가진다. 냉매의 입구온도가 90°C에서 110°C로 증가함에 따라 1 Pass의 경우 36.04°C에서 36.21°C로 약 0.17°C, 2 Pass 경우 35.14°C에서 35.16°C로 약 0.02°C 상승 하였지만, 4 Pass 경우 35.01°C로 거의 일정한 온도를 보였다. 냉매의 출구온도가 공기측 입구온도와 비슷하게 형성된 2 Pass 모델과 4 Pass 모델은 거의 동일한 가스쿨러의 용량을 보였으며, 냉매 입구온도가 증가함에 따라 가스쿨러에서 용량의 증가정도도 역시 거의 유사한 경향을 가진다. 그에 비해 냉매의 입구온도에 따라 냉매의 출구 온도가 높은 1 Pass 모델의 경우 2 Pass 모델과 4 Pass 모델에 비해 약 0.2 kW의 성능 차이를 보이는 것으로 나타났다.

Fig. 3.7은 가스쿨러에서의 냉매측 압력강하를 냉매의 입구온도 변화에 따라 비교하여 보여주고 있다. 냉매의 입구 온도가 증가함에 따라 압력강하량은 거의 일정하게 증가한다. 냉매의 온도가 증가하면 냉매의 점성이 감소하고 이에 따라 관안에서 냉매의 유동은 난류를 크게 형성함으로써 냉매의 압력강하를 증가하게 한다. 냉매가 통과하는 관의 길이가 가장 긴 4 Pass 모델의 가스쿨러가 13 kPa로 가장 크게 증가하는 것으로 나타났으며, 2 Pass 모델은 2 kPa정도 증가하는 것으로 나타났다. 반면 1 Pass 모델의 압력강하는 일정하게 나타났다. 열교환기 각각의 튜브에 들어가는 냉매의 질량유량에 따른 압력강하량은 매우 큰 차이를 보였다.

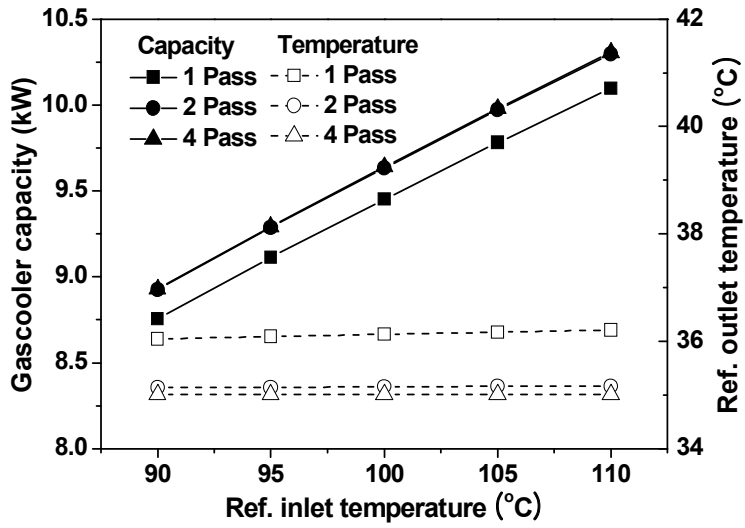


Fig. 3.6 Variations of capacity and outlet temperature with refrigerant inlet temperature(gascooler).

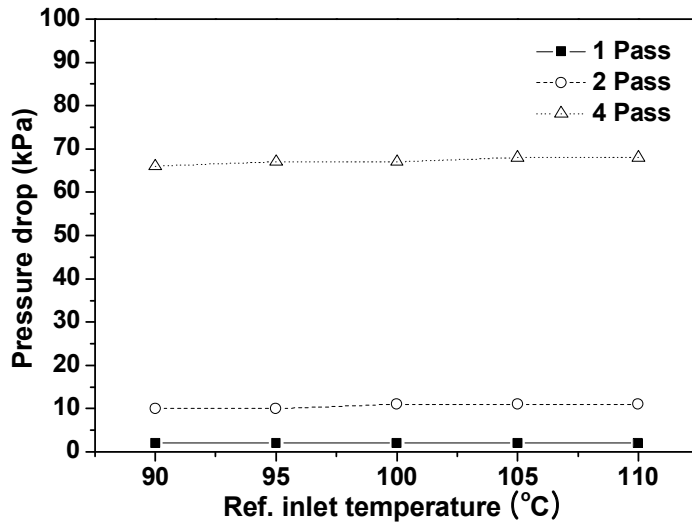


Fig. 3.7 Comparison of pressure drop with refrigerant inlet temperature(gascooler).

Fig. 3.8은 냉매의 질량유량에 따른 가스쿨러의 용량 및 냉매의 출구 온도를 비교하여 보여주고 있다. 일반적으로 냉매의 질량유량이 증가하면 가스쿨러의 용량은 선형적으로 증가한다. 본 연구에서 개발된 모델들 역시 냉매의 질량유량이 증가함에 따라 열교환기 용량이 선형적으로 증가하는 것을 볼 수 있다. 또한 냉매의 질량유량이 커질수록 냉매의 출구온도 역시 선형적으로 증가하는 것을 확인할 수 있으며 그 증가정도는 냉매가 통과하는 관의 길이에 따라 다르게 나타나는데 관의 길이가 가장 짧은 1 Pass 모델이 0.3°C로 가장 크게 증가하고 2 Pass 모델이 0.12°C, 냉매가 통과하는 관의 길이가 가장 긴 4 Pass 모델이 0.03°C로 가장 적게 증가하는 것으로 나타났다. 냉매의 질량유량의 증가에 따라 2 Pass 모델과 4 Pass 모델의 증발기의 용량은 약 2.1 kW 향상함을 보이고, 1 Pass 모델의 경우 약 2 kW 증가하는 것으로 나타났다. 2 Pass 모델과 4 Pass 모델의 경우 냉매의 출구온도나 가스쿨러의 성능이 비슷하게 나오는데, 이는 각각의 냉매의 질량유량에 따른 열교환기 면적과 길이가 최적화되어 열교환기 전체가 높은 유용도를 가지고 열교환을 위한 충분한 길이로 설계되었기 때문이다.

Fig. 3.9는 가스쿨러에서의 냉매측 압력강하를 냉매의 질량유량 변화에 따라 비교하여 보여주고 있다. 냉매의 질량유량이 증가함에 따라 모든 열교환기에서 압력강하량은 선형적으로 증가하는 경향을 보인다. 이는 질량유량의 증가에 따른 질량유속의 증가로 인해 관에서의 압력강하량이 증가한 것에 기인한다. 또한 질량유량의 증가에 따른 압력강하의 증가정도는 관에서의 질량유량이 클수록 더 크게 증가하는 것으로 나타났다. 본 연구에서 가스쿨러에서의 압력강하량은 4 Pass 모델이 28 kPa로 가장 크게 증가하였으며, 2 Pass 모델이 4 kPa 그리고 1 Pass 는 1 kPa 정도로 가장 적게 증가하였다. 이는 냉매의 흐름에 따라 냉매의 분배량이 다르기 때문에 가스쿨러의 냉매가 증가하게 되면 분배가 상대적으로 질량유속이 커지는 4 Pass 모델이 다른 모델에 비해 압력강하량이 증가하기 때문이다.

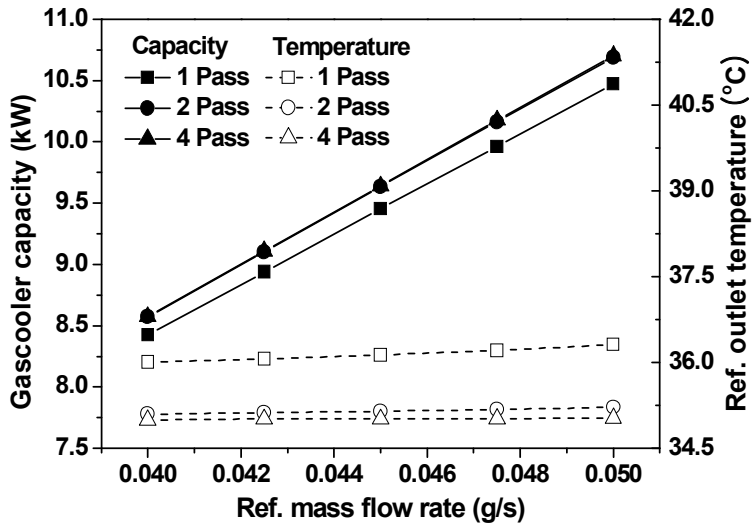


Fig. 3.8 Variations of capacity and outlet temperature with refrigerant mass flow rate(gascooler).

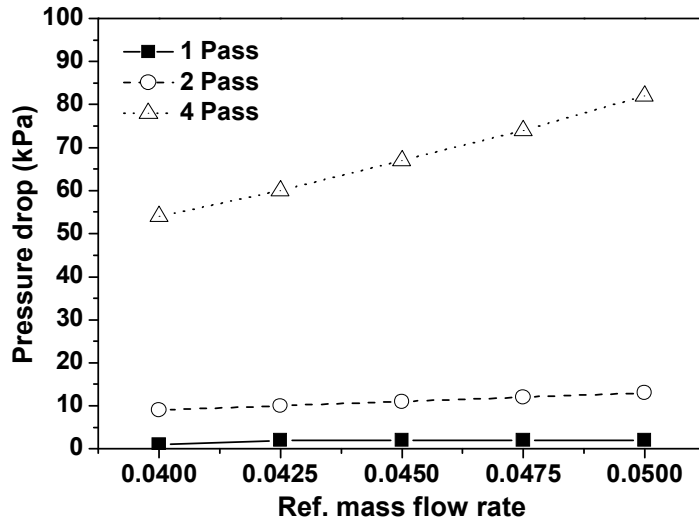


Fig. 3.9 Comparison of pressure drop with refrigerant mass flow rate(gascooler).

이산화탄소용 가스쿨러의 경우 외기온도 변화에 따라 성능변화가 민감하기 때문에 외기온도 변화에 따른 시스템 성능변화를 고찰하는 것은 매우 중요하다. Fig. 3.10은 실외온도 변화에 따른 가스쿨러의 용량과 냉매출구온도를 비교하여 보여주고 있다. 실외온도가 증가할수록 냉매출구온도는 증가하고 이에 열교환기 용량은 감소하는 것을 확인할 수 있다. 이는 실외온도가 증가하면 냉매와 열교환 할 수 있는 최대의 온도가 상승하면서 열교환 효과를 감소시켜 열교환기의 출구온도가 증가하기 때문이다. 실외 온도가 35°C일 때 1 Pass 모델의 가스쿨러 용량은 약 9.45 kW이고, 2 Pass 모델은 약 9.63 kW, 4 Pass 모델은 약 9.64 kW로 나타났다. 실외 온도 증가에 따라 상대적으로 튜브 길이가 짧은 1 Pass 모델이 튜브의 길이가 긴 다른 모델에 비해 가스쿨러에서 성능의 감소정도가 더 크게 나타나는 것으로 확인되었다. 본 연구에서 실외온도가 30°C에서 40°C로 증가함에 따라 2 Pass의 경우 냉매의 출구온도는 12°C 증가하였으며 이 때 가스쿨러 용량은 약 1.93 kW 감소하는 것으로 확인되었다.

마이크로채널을 이용한 가스쿨러에 실외온도 변화에 따른 압력강하 변화를 Fig. 3.11에서 비교하여 나타내었다. Fig. 3.11에서 볼 수 있듯이 실외온도가 증가할수록 압력강하도 증가하는 경향을 보인다. 이는 실외온도가 증가하면 열교환을 위한 온도차가 줄어들어 열교환기 성능이 감소하고 이에 냉매의 출구온도가 증가하게 된다. 따라서 냉매 점성의 감소로 단위 길이당 냉매의 난류 정도가 커지고 속도가 감소하게 된다. 압력강하는 점성의 감소로 냉매와 관 사이의 마찰 손실의 감소에 의한 영향보다 냉매의 난류유동에 대해 더 큰 영향을 미치기 때문에 냉매의 압력강하량 역시 증가 하는 것으로 나타났다. 실외온도가 30°C에서 40°C로 증가함에 따라 1 Pass 모델의 압력강하량은 거의 일정하지만 2 Pass 모델은 2 kPa 정도 증가하고, 4 Pass 모델은 10 kPa 정도로 가장 크게 증가하는 것으로 나타났다.

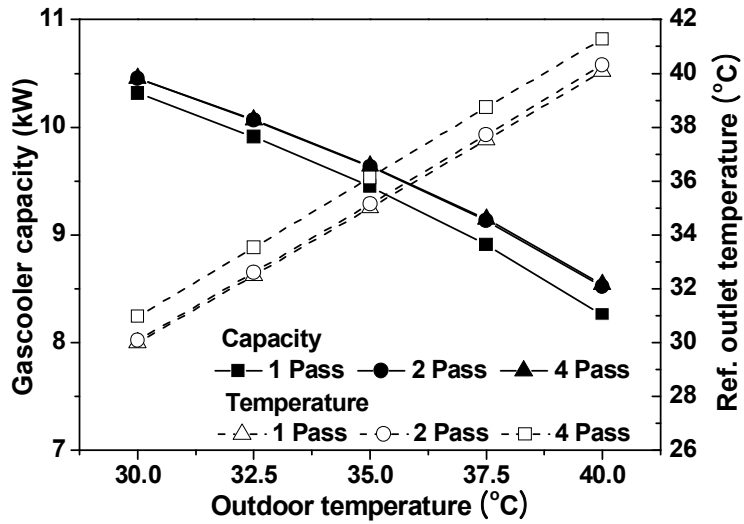


Fig. 3.10 Variations of capacity and outlet temperature with outdoor temperature(gascooler).

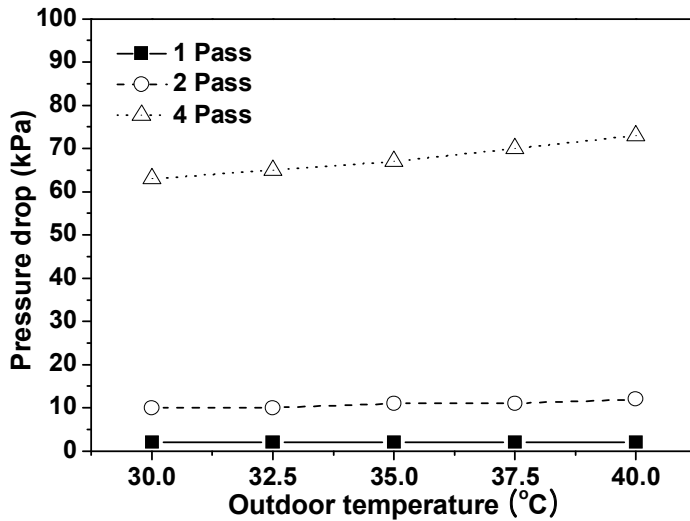


Fig. 3.11 Comparison of pressure drop with outdoor temperature(gascooler).

Fig. 3.12는 실외온도 변화에 따른 가스쿨러의 용량 및 압력강하량을 비교하여 보여주고 있다. 본 연구에서 개발된 1 Pass 모델의 경우 4 Pass 모델에 비하여 외기 조건이 35°C일 때 용량은 약 0.2 kW정도 적게 나타나지만 압력강하량은 약 65 kPa정도 작게 나타났다. 그에 비해 2 Pass 모델의 경우에는 외기온도 변화에 따라 용량은 4 Pass 모델과 거의 동일하고 압력강하량은 1 Pass 모델과 5배 정도 차이나는 11 kPa를 유지하는 것으로 나타났다. Fig. 3.12에서 볼 수 있듯이 1 Pass의 경우 관의 길이가 짧고 한 관에서 흐르는 냉매의 질량유량이 적어 관 마찰손실이 적기에 압력강하량이 매우 작게 나타난다. 따라서 2 Pass 모델이 높은 용량을 유지하면서 압력강하량 역시 작게 나타나 본 연구의 결과 냉매의 분배에 따른 최적의 가스쿨러라고 판단되어진다. 외기조건인 35°C에서 2 Pass 모델의 가스쿨러 용량은 9.63 kW, 압력강하량은 11 kPa로 용량 및 압력강하에서 좋은 성능을 보였다.

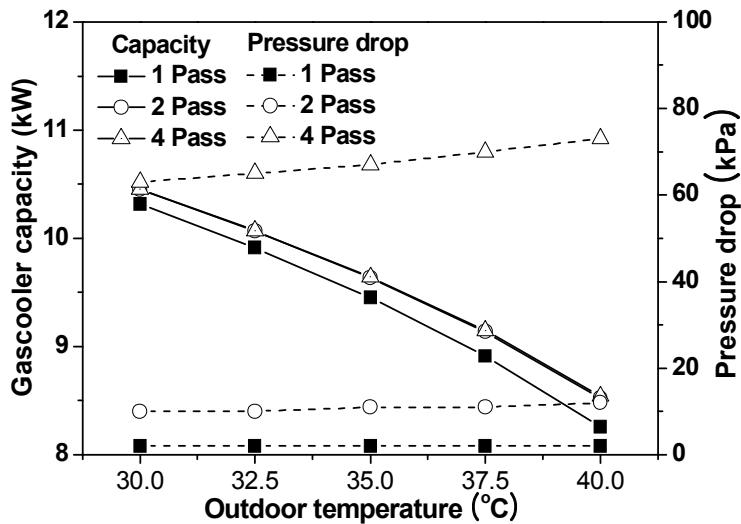


Fig. 3.12 Variations of capacity and pressure drop with outdoor temperature(gascooler).

Table 3.1 $\Delta Q(\%)/\Delta P(\%)$ with test conditions(gascooler)

Test conditions	$\Delta Q(\%)/\Delta P(\%)$		
	1 Pass	2 Pass	4 Pass
Air velocity(m/s) (0.5 ~ 2.5)	ΔP 가 0임	0.2741	0.197
Inlet temperature($^{\circ}\text{C}$) (90 ~ 110)	ΔP 가 0임	1.535	5.0891
Refrigerant mass flow rate(g/s) (40 ~ 50)	0.2431	0.5563	0.4785
Outdoor temperature($^{\circ}\text{C}$) (30 ~ 40)	ΔP 가 0임	0.9235	1.1531

제 2 절 운전조건에 따른 증발기 성능특성 고찰

1. 냉매분배에 따른 증발기 성능특성 고찰

Fig. 3.13은 본 연구에서 설계된 증발기에서 하나의 관 구간에 따른 건도변화를 포트 개수에 따라 비교하여 보여주고 있다. 본 연구에서는 마이크로채널 관의 단위 길이를 1.65 mm로 설정하여 총 길이를 260.7 mm로 설계하였다. 포트 개수가 증가할수록 건도 1에 도달하는 길이가 짧아지는 것을 확인할 수 있다. 채널의 가로길이 가 일정하다고 가정하였기 때문에 포트 개수 증가는 관의 직경을 감소시킬 뿐만 아니라 관에 유입되는 질량유량도 감소시킨다. 하지만 본 연구의 설계조건에서는 질량유량의 감소에 의한 압력강하량보다 직경의 감소에 의한 압력강하량이 크게 작용하여 관에서의 질량유속이 크게 증가하게 되고 이는 압력강하를 증가시킨다. 따라서 관내에서 냉매의 열용량이 줄어들어 짧은 관의 길이를 이용한 열교환기 건도가 1에 도달하게 된다. 또한 이상(two-phase)상태에서 입구의 온도보다 압력강하량에 비례하여 열교환기 출구의 온도도 상대적으로 감소한다. 이로 인해 실내와의 온도차가 커져 열교환량이 증가하게 되고 증발용량이 증가한다. 포트 개수가 13개인 채널의 경우 관내에 흐르는 질량유량이 다른 포트 개수의 채널에 비해 작고 실내와의 열교환량 증가로 건도가 빠르게 변화하여 완전히 기상화 되는데 약 190 segment가 소요되었다. 포트의 개수에 따라 건도가 1이 되는 관의 구간을 비교하여 보면 10개인 채널의 경우 관의 segment가 260으로 가장 길었으며 13개인 경우 190 segment로 냉매가 완전히 기상화 되는 길이는 약 115.5 mm 감소하는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 3.14는 증발기에서 냉매와의 열교환을 한 후의 공기의 출구온도를 포트 개수의 변화에 따라 열교환기에서 각 구간에 대해 비교하여 보여주고 있다. 증발기에서 가스쿨러와 달리 이상(two-phase)상태에서 공기와 열전달을 시작하는데 이상적인

증발기의 냉매측 상변화 과정은 이상상태에서 단상(single-phase)상태로 변화하는 잠열 열전달 과정으로 냉매의 출구온도는 초기 입구온도와 유사한 등온과정으로 가정할 수 있다. 하지만 본 연구에서는 포트 개수 증가로 인한 질량유속 증가로 압력강하가 크게 증가하여 냉매의 온도가 감소하게 되나 설계조건에 의하여 공기 입구온도는 관 구간에 상관없이 27°C로 일정하게 유입된다. 따라서 포트 수가 증가할수록 이상상태에서의 냉매와의 온도차가 증가하여 결국 공기의 출구온도는 감소하게 된다. 하지만 Fig. 3.13에서 설명한 바와 같이 건도가 1이 되어 완전히 기상화되는 관의 구간이 다른 포트 개수에 비해 짧기 때문에 단상상태 구간이 상대적으로 길고 냉매의 온도가 증가하여 결국 공기의 출구온도는 높게 나타났다. 시뮬레이션 결과 포트 개수가 13개일 때 공기의 출구온도는 약 25°C로 높게 나타났으며 반면 포트가 10개인 경우 21°C로 낮게 나왔다. 또한 냉매의 출구온도도 높게 형성되는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 3.15는 포트 개수가 11개인 채널에서 각각의 관 구간에 따른 냉매측 열전달 계수를 입구압력 변화에 따라 비교하여 보여주고 있다. 본 연구에서는 팽창장치의 입구조건을 일정하게 고정하였기 때문에 냉매의 입구압력이 증가할수록 증발기 입구온도는 증가하고 건도는 감소하게 된다. 압력강하에 의해 냉매의 온도는 관의 길이가 증가함에 따라 감소하지만 입구온도의 증가로 인해 실내와의 온도차가 감소하고 이에 열교환량은 감소한다. 또한 입구건도가 낮아지기 때문에 단상상태로 상변화 하는데 긴 관의 길이를 요구하게 된다. 따라서 입구압력이 가장 낮은 2500 kPa에서 가장 큰 열전달계수 값을 가지며 열교환량이 많고 입구건도 값이 크기 때문에 건도가 1이 되는 관 구간이 짧아 기상상태로 상변화가 빨리 일어나고 이에 열전달계수가 급격하게 감소하게 된다. 반면 입구압력이 4500 kPa인 경우에는 초기에 상대적으로 적은 열전달량 및 낮은 입구건도 값에 의해 열교환기 출구에서 완전히 기화되지 못하여 건도가 1을 넘지 않아 열전달계수가 지속적으로 높게 나타난다.

Fig. 3.16은 냉매측 열전달계수를 건도변화에 따라 비교하여 나타내었다. 증발기 입구에서 과냉액 상태의 이산화탄소 냉매가 빠른 유속으로 증발관내로 유입되어 낮은 열유속에 민감하게 반응하지 않고 이에 냉매의 건도가 증가할수록 증발 열전달계수가 상승하고, 고건도 영역부근에서 다시 감소하는 경향을 나타내는데 이는 고건도 영역에서는 기포류에서 환상류로 천이되는 강제 대류에 의한 영향이 작아서 열전달 계수가 감소하는 것으로 판단되어진다. 이러한 영향은 포트 개수가 13인 경우에 질량유속이 가장 크기 때문에 열유속에 미치는 영향이 작게 발생하여 냉매의 열전달계수가 크게 형성되나 포트의 개수가 10인 경우 질량유속이 가장 작기 때문에 열유속에 미치는 영향이 더 효과적으로 작용하여 냉매의 열전달계수가 상대적으로 작게 형성된 것으로 판단된다.

Fig. 3.17은 관의 구간에 따른 냉매측 열전달 계수를 보여주고 있다. 이상상태에 비해 단상상태에서의 냉매측 열전달 계수가 더 적게 형성됨을 볼 수 있다. 이는 이상상태와 단상상태에서의 열전달계수에 미치는 영향이 서로 다르기 때문인데 이상상태에서는 건도와 열유속, 질량유속, 관벽의 온도, 포화온도 등의 영향에 의해 열전달계수가 결정되어 이상상태에서의 냉매의 열전달계수는 관 구간의 개수가 증가함에 따라 열전달계수가 증가하는 경향을 보였다. 그에 반해 단상상태에서는 냉매의 온도에 따른 비열변화가 열전달계수에 직접적인 영향을 미치므로 냉매의 온도가 낮은 영역에서의 비열은 온도가 증가할수록 감소하는 경향을 보임으로 본 연구에서도 단상상태에서 열전달계수가 감소하는 경향을 보인다.

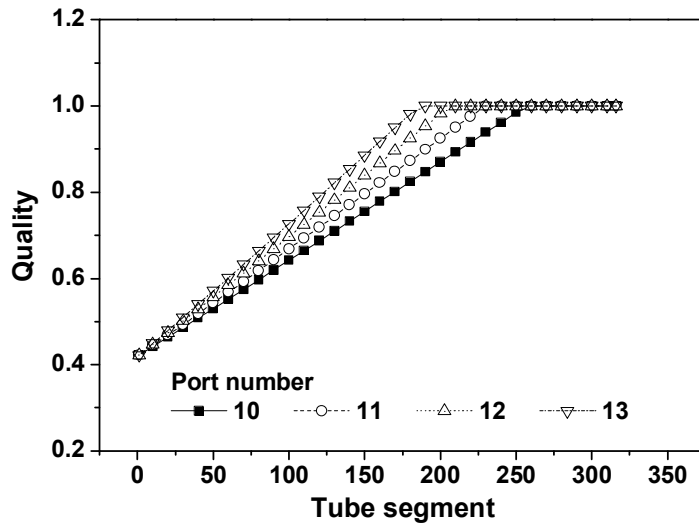


Fig. 3.13 Variation of quality with tube segment(evaporator).

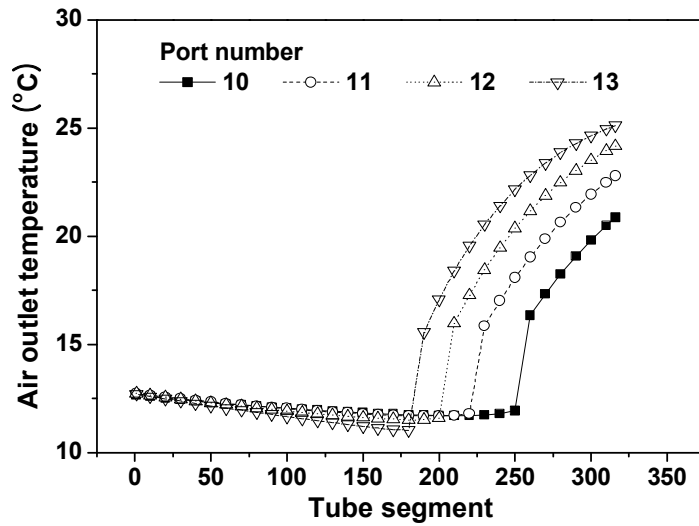


Fig. 3.14 Variation of air outlet temperature with tube segment(evaporator).

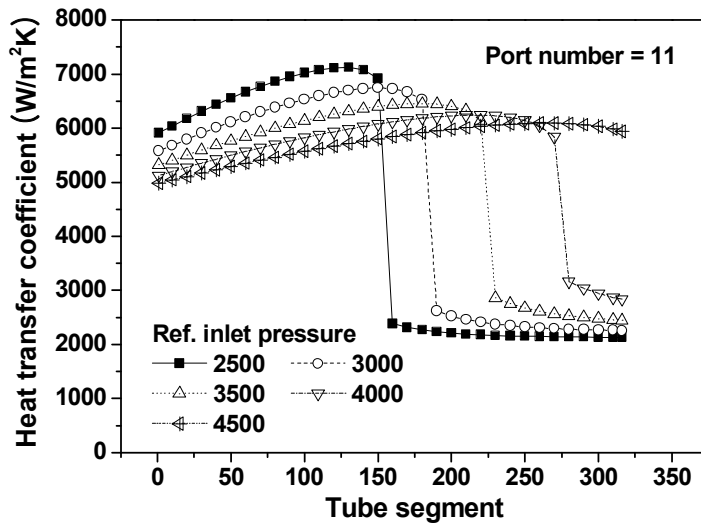


Fig. 3.15 Variation of heat transfer coefficient with tube segment(evaporator).

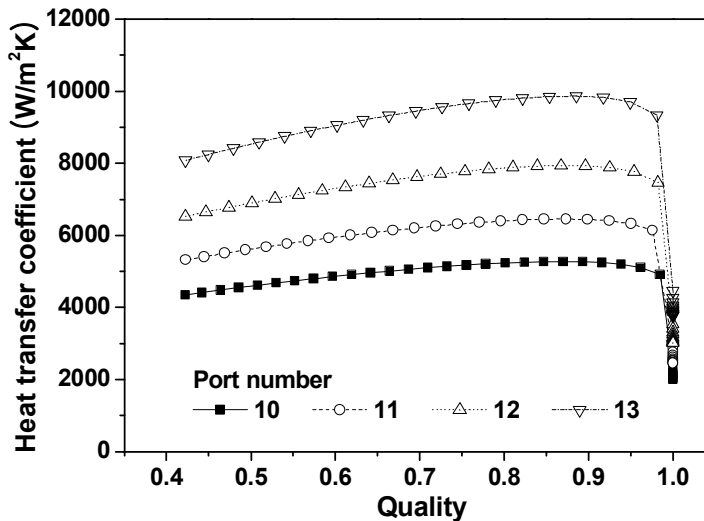


Fig. 3.16 Variation of heat transfer coefficient with quality(evaporator).

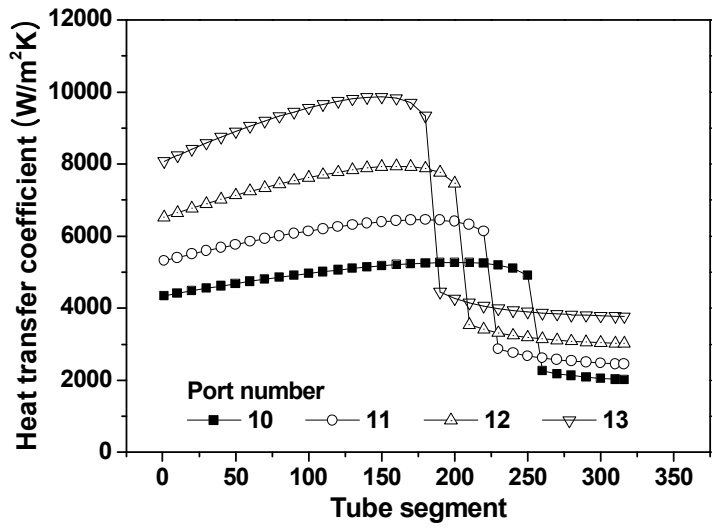


Fig. 3.17 Variation of heat transfer coefficient with tube segment(evaporator).

2. 운전조건변화에 따른 성능특성 고찰

Fig. 3.18은 증발기에서 열교환기 입구의 공기의 풍속에 따른 냉방용량을 비교하여 보여주고 있다. 일반적으로 공기의 풍속이 증가하면 냉매와의 열교환이 증가하여 냉방용량은 증가한다. 시뮬레이션 결과 채널내의 포트 개수가 증가할수록 냉방용량은 증가하는 경향을 보이는데 이는 마이크로채널의 가로 길이는 16.55 mm로 일정하게 가정하였기 때문에 포트의 개수가 늘어남으로 인해 냉매와 열교환기의 열교환 면적과 포트의 직경감소에 의한 질량유속 증가로 인하여 냉매측에서 공기측으로 전달되는 열전달량이 증가하였기 때문이다. 그러나 공기의 풍속이 0.5 m/s에서 1.5 m/s로 증가할수록 냉방용량의 증가폭은 감소하게 된다. 이는 공기의 입구속도가 증가할수록 냉매와의 활발한 열교환을 통하여 증발기에서 냉매의 출구온도가 실내온도와 점점 유사해지기 때문이다. 또한 공기의 풍속이 0.5 m/s일 때는 채널의 개수에 따라 냉방용량 차이가 1.77 kW로 크게 나타났지만 1.5 m/s까지 공기의 풍속이 증가하면서 포트의 개수에 따른 냉방용량의 차이는 점차적으로 감소하는 것을 확인할 수 있다. 공기측 풍속의 증가는 열교환기에서 열교환량의 증가를 촉진시켜 포트 개수의 증가에 따른 냉매측 열교환 면적 증가에 의한 냉방용량의 증가정도를 감소시키는 것으로 나타났다. 특히 0.5 m/s일 때 포트의 개수가 10개와 11개인 경우 냉방용량이 각각 4.92 kW, 5.54 kW로 가장 적게 나타났는데 이는 포트 수가 적을수록 관에 유입되는 질량유량이 증가하고 공기의 풍속이 매우 낮아 냉매와의 열교환이 적게 일어나 건도가 1을 넘지 못하였기 때문이다. 포트 개수가 13개일 때 냉방용량은 1 kW 증가한 것에 비해 10개일 때 2.25 kW로 크게 증가하는 것을 확인할 수 있다. 또한 공기의 풍속이 1 m/s일 때 포트의 개수가 10개인 경우 냉방용량이 6.75 kW이고 13인 경우 7.56 kW로 약 0.81 kW의 차이를 보였다.

Fig. 3.19는 증발기에서 공기의 풍속변화에 따른 냉매측 압력강하의 변화를 채널내의 포트 개수에 따라 비교하여 보여주고 있다. 공기의 풍속이 증가하면 열교환량

이 증가하여 냉매의 상변화 속도가 증가하게 됨으로 인해 기상(vapor)의 비율이 커지게 되며 이에 냉매의 밀도와 점성이 감소하여 압력강하가 줄어든다. 본 연구에서는 마이크로채널을 16.55 mm로 일정하게 가정하였기 때문에 포트 개수가 증가함에 따라 직경감소로 인하여 포트 하나에 들어가는 질량유량은 감소하게 된다. 이에 따라 압력강하도 감소해야 되는데 질량유량 감소보다 직경의 감소가 더 크게 작용하여 냉매의 질량유속이 크게 증가하고 이에 열교환기에서 압력강하량도 증가한다. Fig. 3.19에서 볼 수 있듯이 질량유량의 감소에 의한 영향보다 질량유속의 증가에 의한 영향으로 포트수가 증가할수록 냉매의 압력강하량은 증가하는 것으로 나타났다. 포트의 수가 10개에서 13개로 증가할 때 평균 압력강하량은 약 7.3배정도 증가하는 것으로 나타났다. 또한 공기의 풍속이 0.5 m/s에서 포트의 개수가 10개와 11개일 때 압력강하가 적게 나타났는데 이는 공기풍속에 따른 냉방용량변화에서 설명한 바와 같이 건도가 1이 되지 않았기 때문이다. 본 연구에서 공기의 풍속이 1 m/s일 때 압력강하량은 포트 개수가 10개인 경우 약 40 kPa, 13개인 경우 269 kPa로 나타났다.

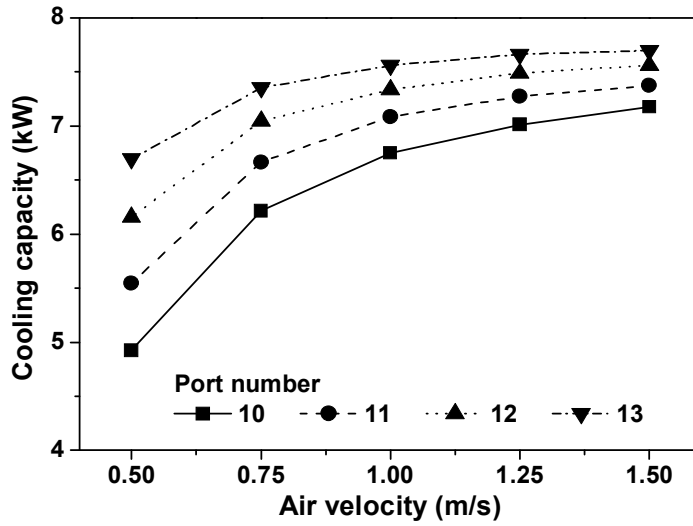


Fig. 3.18 Variation of cooling capacity with air velocity(evaporator).

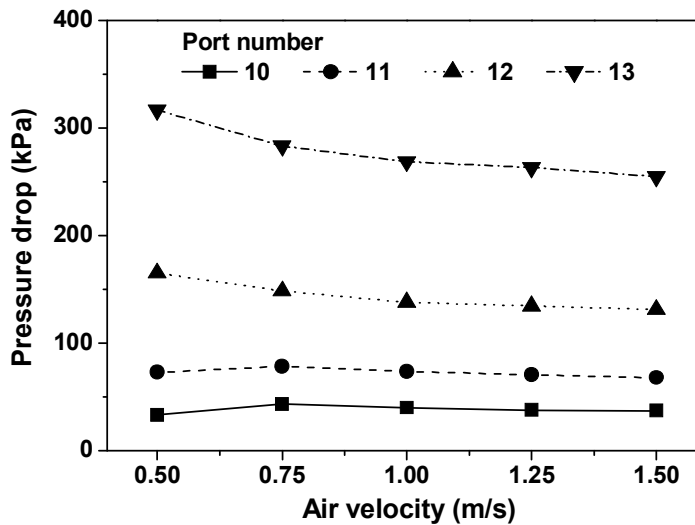


Fig. 3.19 Variation of pressure drop with air velocity(evaporator).

Fig. 3.20은 증발기에서 냉매측 입구압력의 변화에 따른 냉방용량의 변화를 채널 내의 포트 개수 변화에 따라 비교하여 보여주고 있다. 냉매측 입구압력이 증가함에 따라 냉방용량은 감소하는 경향을 보이는데 이는 팽창장치 입구온도와 압력을 37°C, 10 MPa일 때 등엔탈피 과정으로 팽창과정으로 통과한다고 가정하였기 때문에 냉매측 입구압력이 증가하면 냉매입구온도는 증가하고 건도는 감소한다. 즉, 냉매의 입구온도 증가로 인하여 실내온도와의 온도차가 감소하여 열교환량이 감소할 뿐만 아니라 건도의 감소로 인해 냉매의 이상상태의 영역이 증가하였기 때문이다. 특히 냉매측 입구압력이 4500 kPa에서 포트 개수가 10개와 11개일 때 냉방용량이 12개와 13개일 때보다 급격하게 감소하였는데 이는 실내온도와 냉매의 온도차가 약 17°C로 가장 적을 뿐만 아니라 포트 수에 유입되는 질량유량 증가 및 건도 감소로 인해 냉매의 상변화가 느리게 변화하여 출구에서 건도가 1을 넘지 못하였기 때문이다. 냉매측 입구압력이 2500 kPa에서 4500 kPa로 증가할 때 포트 개수가 10개인 채널과 13개인 채널의 냉방용량 차이는 2500 kPa일 때 약 0.47 kPa인 반면 4500 kPa일 때 약 1.72 kPa로 약 3.7배 증가하는 것을 확인할 수 있다.

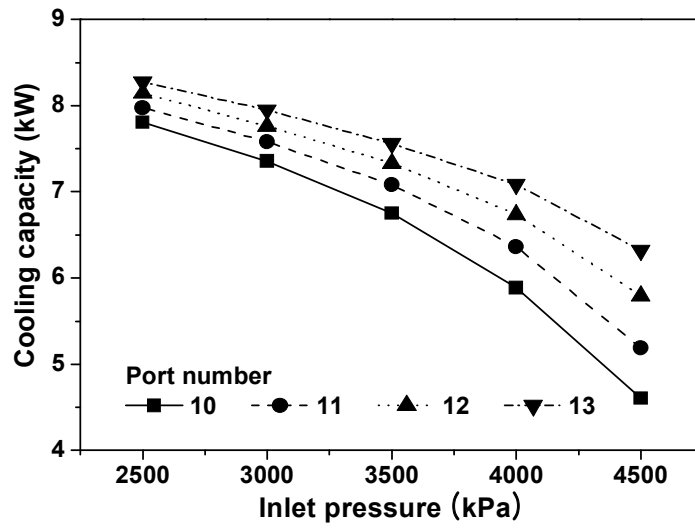


Fig. 3.20 Variation of cooling capacity with inlet pressure(evaporator).

Fig. 3.21은 증발기에서 냉매의 질량유량의 변화에 따른 냉방용량의 변화를 보여주고 있다. 일반적으로 냉매의 질량유량이 증가할수록 냉방용량은 증가하는 경향을 갖는다. 본 연구에서도 냉매의 질량유량이 증가할수록 열교환기의 냉방용량은 선형적으로 증가하는 경향을 보인다. 이는 열교환기의 냉방용량이 열교환기 내에 흐르는 냉매의 질량유량과 직접적인 관계가 있기 때문이다. Fig. 3.21에서 볼 수 있듯이 냉매의 질량유량이 40 g/s일 때보다 50 g/s일 때 포트 개수에 따른 냉방용량의 차이가 크게 증가하였는데 이는 냉매의 질량유량이 증가할 때 냉매가 가지고 있는 열용량 및 열유속이 증가하여 열교환기의 효율성이 증대되었기 때문이다. 질량유량이 40 g/s에서 50 g/s로 증가하였을 때 포트의 개수가 10개인 경우 냉방용량은 약 16.54% 증가하였으며 13개의 경우 약 23.09% 향상되는 것으로 나타났다. 따라서 대용량의 이산화탄소용 열교환기를 설계하기 위해서는 큰 질량유량 조건에서 작은 직경의 다수의 포트를 가지는 열교환기를 설계하는 것이 유리함을 확인할 수 있다.

Fig. 3.22는 증발기에서 질량유량변화에 따른 냉매측 압력강하량을 비교하여 보여주고 있다. 일반적으로 질량유량이 증가할수록 냉매측 압력강하 또한 증가하는 경향을 보인다. 이는 냉매의 점성 및 밀도를 증가로 인한 질량유속의 증가로 관에서의 마찰력이 증가하기 때문이다. 본 연구에서도 질량유량이 증가할수록 압력강하가 증가하는 것으로 나타났다. 특히 마이크로채널의 포트 개수가 10~12개일 때보다 13개일 때 냉매측 압력강하의 증가폭이 상대적으로 커졌는데 이는 포트 직경의 감소로 질량유속이 크게 증가하였기 때문이다. 포트 개수가 10개인 채널의 경우 질량유량이 40 g/s에서 50 g/s로 증가할 때 압력강하가 약 20.5 kPa로 증가한 것에 비해 13개인 채널의 경우 약 128.5 kPa 증가한 것을 확인할 수 있다.

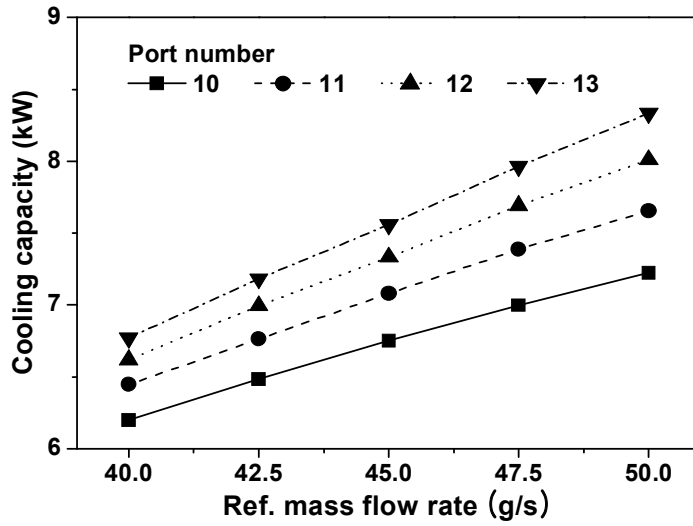


Fig. 3.21 Variation of cooling capacity with refrigerant mass flow rate(evaporator).

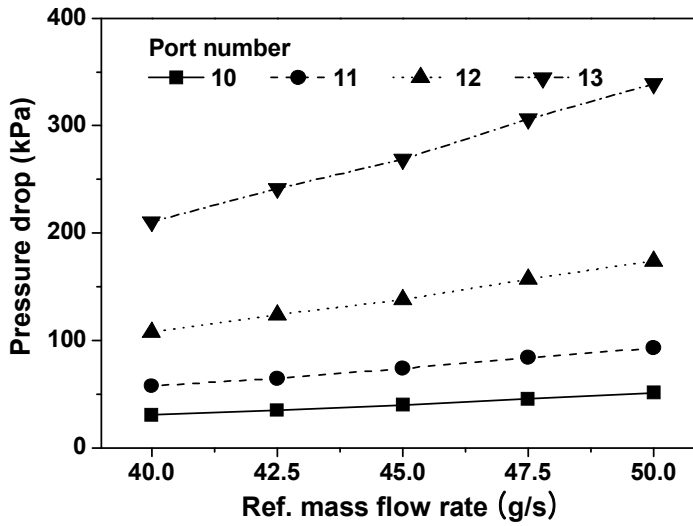


Fig. 3.22 Variation of pressure drop with refrigerant mass flow rate(evaporator).

실내온도 변화에 따른 냉방용량의 변화를 Fig. 3.23에서 보여주고 있다. 일반적으로 증발기는 가스쿨러와 달리 실내온도가 증가하게 되면 냉매와의 온도차가 커져 열교환기의 열교환량이 증가하고 이에 따라 냉방용량도 증가하게 된다. 본 연구에서도 이러한 경향을 잘 보여주고 있다. 실내온도가 22°C일 때 포트 개수에 따라서 냉방용량 차이가 크게 나타났으나 32°C까지 증가하였을 때 냉방용량 차는 감소하는 것을 확인할 수 있다. 이는 실내온도가 증가하면서 냉매와의 온도차가 증가하여 열교환이 활발히 이루어지고 포트 개수가 증가함에 따라 직경이 감소하기 때문에 질량유량 감소로 인해 냉매의 상변화가 빨리 일어나 증발기 출구온도와 실내온도차가 감소하였기 때문이다. 따라서 냉매와 열교환 면적의 증가가 성능에 미치는 영향은 낮은 외기온도 조건에서 더 크게 나타난다. 시뮬레이션 결과 실내온도가 22°C일 때 포트 수가 10개에서 13로 증가함에 따라 냉방용량은 약 19% 증가하였으며 32°C일 때 약 9.2%로 증가하여 포트 개수가 증가함에 따라 냉방용량 차이는 9.72% 감소한 것을 확인할 수 있다. 또한 외기온도가 22°C에서 32°C로 증가할 때 포트 개수가 10개와 13개인 경우 냉방용량의 증가는 약 20.3%, 10.5%로 나타났다.

Fig. 3.24는 증발기에서 실내온도변화에 따른 냉매측 압력강하의 변화를 비교하여 보여주고 있다. 본 연구에서는 실내온도가 증가함에 따라 압력강하량은 감소하는 경향을 나타내었다. 압력강하량은 단상상태에서 보다 이상상태에서 더 크게 나타나며, 또한 이상상태에서 낮은 건도 영역보다 높은 건도 영역에서 압력강하가 더 크게 일어난다. 실내온도가 증가하게 되면 냉매와 공기와의 온도차가 커짐으로 인해 열교환량이 증가하여 냉매가 기체 상태로 상변화하는 시기가 더 빨라지기 때문에 적은 압력강하량을 보인다. 본 연구결과 포트 개수가 10개인 경우 압력강하는 6.96 kPa 감소하였으며, 13개인 경우 25.1 kPa 감소하는 것으로 나타났다. 또한 낮은 실내온도 조건에서 포트 수에 따른 압력강하량은 증가하는 것으로 확인되었다.

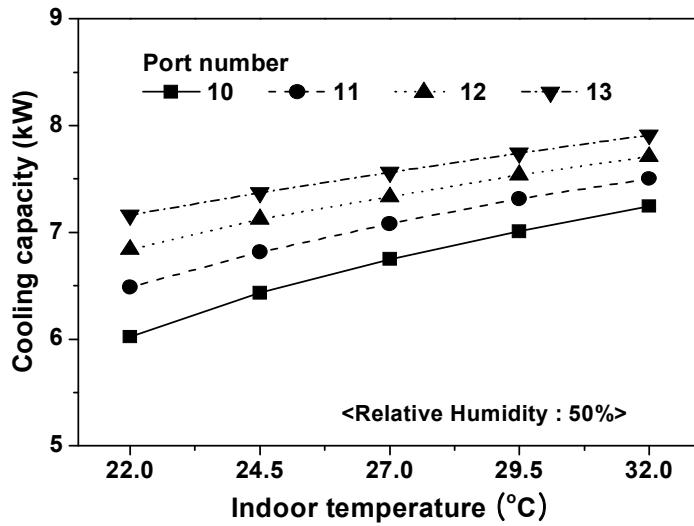


Fig. 3.23 Variation of cooling capacity with indoor temperature(evaporator).

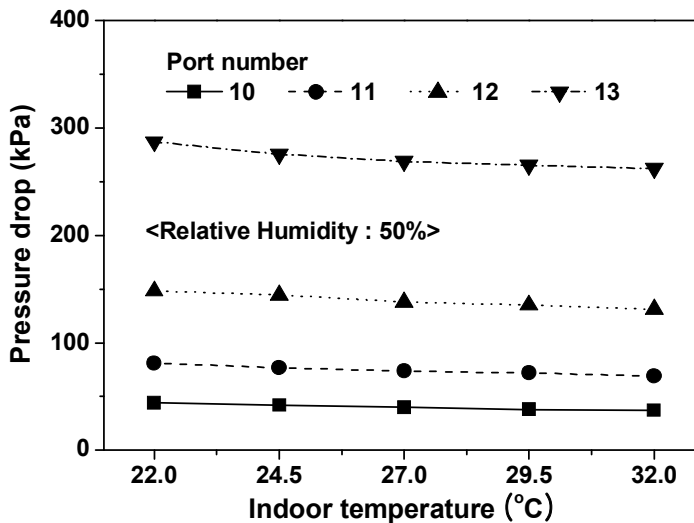


Fig. 3.24 Variation of pressure drop with indoor temperature(evaporator).

Fig. 3.25는 증발기에서 실외조건에 따른 냉방용량 및 압력강하를 비교하여 보여주고 있다. 실내온도가 증가함에 따라 포트개수가 10개와 13인 채널 모두에서 냉방용량은 증가하는 경향을 가지며 이에 반하여 압력강하는 감소한다. 표준 실내조건인 27°C에서 본 연구에서 개발된 포트가 13개인 증발기와 포트의 개수가 10개인 증발기의 용량을 비교하면 포트의 개수가 13개인 증발기의 경우 포트가 10개인 증발기 보다 냉방용량은 약 0.81 kW정도 증가되었지만, 압력강하 역시 포트의 개수가 10개인 증발기에 비해 포트가 13개인 증발기가 약 230 kPa정도 증가함을 보였다. 동일 크기의 증발기에서 높은 성능을 얻기 위해서는 포트 개수를 증가시키는 것이 유리하지만 포트의 개수 증가와 함께 압력강하 역시 증가하여 열교환기의 비가역성은 증가된다. 따라서 루버핀을 적용한 마이크로 채널 증발기의 최적 설계를 위해서는 포트의 개수에 따른 냉방용량 및 압력강하량을 동시에 고려하여 최적의 열교환기를 설계하는 것이 중요하다.

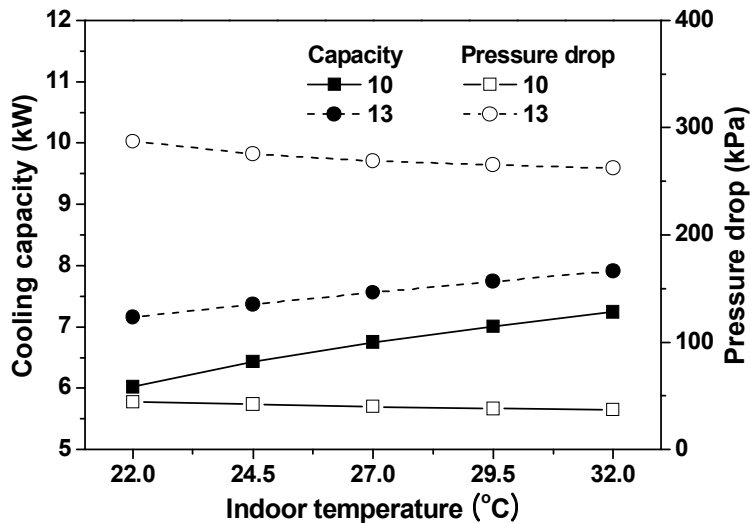


Fig. 3.25 Variation of cooling capacity and pressure drop with indoor temperature(evaporator).

Table 3.2 $\Delta Q(\%)/\Delta P(\%)$ with test conditions(evaporator)

Test conditions	$\Delta Q(\%)/\Delta P(\%)$			
	10 Port	11 Port	12 Port	13 Port
Air velocity(m/s) (0.5 ~ 1.5)	3.7898	4.8494	1.1137	0.7669
Inlet pressure(kPa) (2500 ~ 4500)	1.3985	1.9746	7.3567	2.2789
Refrigerant mass flow rate(g/s) (40 ~ 50)	0.2471	0.3057	0.3421	0.3782
Indoor temperature($^{\circ}\text{C}$) (22 ~ 32)	1.2878	1.0599	1.096	1.1963

제 4 장 결 론

본 연구에서는 자동차용 열펌프에 적용될 이산화탄소용 가스쿨러와 증발기의 성능특성을 파악하기 위하여 여러 가지 운전조건 변화에 따른 열교환기 용량, 압력강하 그리고 열전달 계수들의 변화를 비교하여 고찰하였다. 본 연구를 통하여 얻은 결과를 정리하면 다음과 같다.

제 1 절 가스쿨러

최대 열전달계수는 1 Pass인 경우 $2,838 \text{ W/m}^2\text{K}$, 4 Pass인 경우 $10,315 \text{ W/m}^2\text{K}$ 로 나타났으며 1 Pass의 경우 4 Pass에 비하여 최대값이 2.5배 정도 빨리 나타나는 것으로 확인되었다. 또한 가스쿨러에서 최종 출구온도는 1 Pass 모델의 경우 36.13°C 로 가장 높게 나왔으며, 2 Pass 모델의 경우 35.06°C , 4 Pass 모델은 35.01°C 로 냉매가 열교환 할 수 있는 공기측 입구온도와 거의 유사하게 형성되는 것으로 나타났다. 반면 4 Pass 모델의 냉매 출구압력이 $9,933 \text{ kPa}$ 로 약 67kPa 정도로 가장 큰 압력강하를 보였으며, 1 Pass 모델의 경우에는 짧은 열교환 길이와 관에서의 작은 질량유량으로 압력강하가 거의 일어나지 않는 것으로 확인되었다.

공기속도변화에 따른 가스쿨러의 용량은 2 Pass 모델이 약 9.65 kW 로 가장 높은 성능을 보였으며, 1 Pass 모델의 경우 냉매출구온도와 비례하여 가장 낮은 용량을 가지는 것으로 확인되었다. 또한 냉매의 입구온도에 의한 영향은 4 Pass의 경우가 가장 민감하게 나타났으며 냉매의 질량유량이 증가함에 2 Pass나 4 Pass 모델의 경우 가스쿨러 용량이 크게 증가하는 것으로 나타났다. 반면 압력강하는 4 Pass가 가장 큰 것으로 나타났다. Table 3.1에서 볼 수 있듯이 운전조건 변화에 따른 가스쿨러 용량차와 압력강하의 비를 비교하였을 때 입구온도와 실외온도 변화에서는 4 Pass 모델이 각각 5.0891, 1.1531로 2 Pass 모델보다 크게 나타났지만 공기풍속이나 냉매측 질량유량 변화에서는 2 Pass 모델이 각각 0.2741, 0.5563으로 4 Pass 모델보

다 크게 나타났다.

여러 가지 운전조건에 따른 가스쿨러의 성능을 비교해 보았을 때 2 Pass 모델이 높은 용량을 유지하면서 압력강하량 역시 작게 나타나 본 연구의 결과 냉매의 분배에 따른 최적의 가스쿨러임을 확인하였다.

제 2 절 증발기

포트 개수가 증가할수록 관내에 흐르는 질량유량이 작고 냉매와의 열교환 면적의 증가로 열교환량이 급격히 증가하고 이에 증발기에서 건도가 빠르게 변화하여 완전히 기화되는 길이는 줄어든다. 본 연구에서 건도가 1이 되는 관의 구간을 비교하여 보면 10개인 채널의 경우 관 구간이 가장 길었으며 13개인 경우에 비해 완전히 기화 되는 길이는 약 115.5 mm 감소하는 것을 확인할 수 있다. 또한 포트 개수가 13개일 때 공기의 출구온도는 약 25°C로 높게 나타났으며 반면 포트가 10개인 경우 21°C로 낮게 나왔으며 냉매의 출구온도도 높게 형성되는 것을 확인할 수 있다. 포트 개수가 13인 경우에 질량유속이 가장 크기 때문에 열유속에 미치는 영향이 작게 발생하여 냉매의 열전달계수가 크게 형성되나 포트의 개수가 10인 경우 질량유속이 가장 작기 때문에 열유속에 미치는 영향이 더 효과적으로 작용하여 냉매의 열전달계수가 상대적으로 작게 형성되었다. 그리고 이상(two-phase)상태에 비해 단상(single-phase)상태에서의 냉매측 열전달 계수가 더 작게 형성된다.

열교환기 입구 공기의 풍속에 따라 냉방용량은 포트 개수가 증가할수록 크게 증가하는 것을 확인할 수 있었으며 냉매측 입구압력이 2500 kPa에서 4500 kPa로 증가할 때 포트 개수가 10개인 채널과 13개인 채널의 냉방용량 차이는 2500 kPa일 때 약 0.47 kPa인 반면 4500 kPa일 때 약 1.72 kPa로 약 3.7배 증가하는 것을 확인할 수 있다. 또한 질량유량이 증가함에 따라 냉방용량은 포트수가 가장 많은 13개인 경우 23.09%로 크게 향상되었으며 압력강하의 경우 128.5 kPa 증가하는 것으로 해석되었다.

실내온도가 22°C일 때 포트 수가 10개에서 13로 증가함에 따라 냉방용량은 약 19% 증가하였으며 32°C일 때 약 9.2%로 증가하여 포트 개수가 증가함에 따라 냉방용량 차이는 9.72% 감소한 것을 확인할 수 있다. 표준 실내조건인 27°C에서 포트가 13개인 증발기와 10개인 증발기의 용량을 비교하면 포트의 개수가 13개인 증

발기의 경우 포트가 10개인 증발기 보다 냉방용량은 약 0.81 kW정도 증가되었지만, 압력강하 역시 포트의 개수가 10개인 증발기에 비해 포트가 13개인 증발기가 약 230 kPa정도 증가함을 보였다. Table 3.2에서 볼 수 있듯이 운전조건 변화에 따른 증발기 냉방용량차와 압력강하의 비를 비교하였을 때 공기풍속 변화에서는 포트 개수가 11개인 경우가 4.8494, 입구압력 변화에서는 포트 개수가 12인 경우가 7.3567, 냉매측 질량유량 변화에서는 포트 개수가 13개인 경우가 0.3782로 가장 크게 나타났다. 또한 실내온도 변화에서는 포트 개수가 10개인 경우가 1.2878로 가장 크게 나타났다. 따라서 루버핀을 적용한 마이크로 채널 증발기를 여러 가지 운전조건에 따른 성능을 비교하였을 때 포트 개수가 12개인 경우가 높은 냉방용량을 유지하고 압력강하는 다른 포트 개수와 비교하였을 때 중간값을 가지므로 본 연구에서는 포트 개수에 따른 최적의 증발기로 선정하였다.

References

Bredesen, Y. M., K. Aflekt, J., Pettersen, A., Hafner, P., Neksa, G., Skaugen, 1997, Studies on CO₂ heat exchangers and heat transfer, IEA/IIR workshop on CO₂ technologies in refrigeration, heat pump, and air-conditioning systems, Trondheim, Norway, May 13-14.

Cho, Y. S., 2000, An experimental study on the characteristics of evaporative heat transfer of carbon dioxide, Seoul National Univ, M.S. thesis, 104-107.

Churchill, S. W., 1977, Friction factor equation spans all fluid flow regimes, Chemical Engineering, Vol. 7, pp. 91-92.

Dang, C. and Hahara, E., 2002, Effect of tube diameter on heat transfer coefficient of supercritical carbon dioxide, Proceedings of the Asian Conference on Refrigeration and Air Conditioning, December 4, Kobe, Japan, pp. 60-66.

Domanski, P. A., 1989, EVSIM-An evaporator simulation model accounting for refrigerant and one dimensional air, NISTIR-89-4133, NIST, Washington, DC.

Gao, L. and Honda, T., 2002, Experimental on heat transfer characteristics of heat exchanger for CO₂ heat pump system, Proceedings of the Asian Conference on Refrigeration and Air Conditioning, December 4, Kobe, Japan, pp. 75-80.

Gnielinski, V., 1976, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *Int. Chem. Eng.*, Vol. 16, pp. 359-368.

Gungor, K. E., and R. H. S. Winterton, 1986, A General Correlation for Flow Boiling in Tubes and Annuli, *International Journal of Heat and Mass transfer*, Vol, 29. 3, pp. 351-358.

Gungor, K. E., and R. H. S. Winterton, 1986, Simplified General Correlation for Flow Saturated Boiling and Comparisons of Correlations with Data, *Chem. Eng. Res, Des.*, vol. 65, pp. 148-156.

Jetter, J., 1996, Evaluation of alternatives for GFC-134a refrigerant in motor vehicle air conditioning, *Proceedings of the International Conference on Ozone Protection Technologies*, Washington, DC., USA, pp. 845-854.

Jung, D., Kim, C., Song, K. and Park, B., 2000, Testing of propane/isobutane mixture in domestic refrigerators, *Int. J. Refrigeration*, Vol.23, pp.517-527.

Kim, M.H., Bullard, C.W., 2001, Development of a microchannel evaporator model for a CO₂ air-conditioning system, *Energy*, Vol. 26, pp. 931-948.

Kim, Y. et al., 2001, Development of Outdoor Heat Exchanger and Components for Cooling/heating System using CO₂, 1nd Report, Ministry of Commerce, Industry and Energy.

Lorentzen, G., and Pettersen, J., 1993, A New Efficient and Environmentally Begin System for Car Air-Conditioning, *Int. J. of Refrigeration*, Vol. 16, No.1.

Mori, K., Onishi, J., Shimaoka, H., Nakanishi, S., and Kimoto, H., 2002, Cooling heat transfer characteristics of CO₂ Oil mixture at supercritical pressure conditions, *Proceedings of the Asian Conference on Refrigeration and Air Conditioning*, December 4, Kobe, Japan, pp. 81-86.

Olson, D. A., and Allen, D., 1998, Heat transfer in turbulent supercritical carbon dioxide flowing in a heated horizontal tube, *NISTIR 6234*.

Olson, D. A., 2000, Heat transfer of supercritical carbon dioxide flowing in a cooled horizontal tube, *Preliminary Proceedings of the 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue*, July 25-28, USA, pp. 251-258.

Pettersen, J., Hafner, J., and Skaugen, G., Rekstad, H., 1998, Development of compact heat exchanger for CO₂ air-conditioning systems, *International Journal of Refrigeration*, Vol, 21, pp. 180-193.

Pitla, S., Bhatia, k., Khetarpal, V., and Strikes, G., 2000, Numerical Heat Transfer Analysis in Heat Exchangers for Transcritical CO₂ System, *Preliminary Proceedings of the 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue*, July 25-28, USA, pp. 307-314.

Pitla, S. S., Groll, E. A., and Ramadhyani, S., 2001, Convective heat transfer

from in-tube cooling of turbulent supercritical carbon dioxide: Part 2-Experimental data and numerical predictions, *Int. J. HVAC&R Research*, Vol. 7, No. 4, pp. 367-382.

Pitla, S. S., Groll, E. A., and Ramadhyani, S., 2001, Convective heat transfer from in-tube flow of turbulent supercritical carbon dioxide: Part 1-numerical analysis, *Int. J. HVAC&R Research*, Vol. 7, No. 4, pp. 345-366.

Ryu C., 2005, Simulation study on the transcritical CO₂ cycle with an expander and tow-stage compression, MS thesis, Korea University, Seoul, Korea.

Shin, E., Bae, K., Kim, B., Cho, H., 2009, Simulation Study on the Performance Characteristics of CO₂ microchannel gascooler with Operation Conditions, *Proceedings of the SAREK*, pp. 1090-1095.

Stein, R. P., and Begal, W., 1958, Heat transfer to water in turbulent flow in internally heated annuli, *AIChE Journal*, Vol. 4, No. 2, pp. 127-131.

Wang, C. C., Kuo, C. S., Chang, Y. J., and Lu, D. C., 1996, Two-Phase Flow Heat Transfer and Friction Characteristics of R-22 and R-407c, *ASHRAE Transaction*, Vol. 96, pp. 830-838.

Yin, J. M., Bullard, C. W., and Hrnjak, P. S., 2000, Design strategies for R744 gas cooler, *Preliminary Proceedings of the 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue*, July 25-28, USA, pp. 315-322.

Yoo, Seok-Ho, Kim, Ju-Hyok, Hwang, Yun-Wook, Kim, Min-Soo, Min, Kyoung-Doug and Kim, Yong Chan, 2003, Heat transfer and pressure drop characteristics during the in-tube cooling process of carbon dioxide in the supercritical region, Int. J. Refrigeration, Vol. 26, pp. 857~864.

Yuan, Z., Michael, M., and Jafer, D., 1999, Forced Convection Boiling Heat Transfer of CO₂ in Horizontal Tubes, Xth ASME/JSME Joint Thermal Engine.

감사의 글

학문을 일깨워주시고 논문이 완성되기까지 학문적 지도는 물론 깊은 관심과 보살핌으로 지도하여주신 홍명석 교수님께 존경과 감사를 드립니다. 그리고 논문심사 과정에서 세심한 지도와 조언을 아끼지 않은 김진홍교수님과 학위과정동안 많은 가르침을 주신 기계공학과 교수님들께도 감사를 드립니다.

본 논문이 충실한 내용이 될 수 있도록 이끌어주시고 완성되기까지 헌신적으로 많은 지도, 격려와 배려를 해주신 조홍현 교수님께 진심으로 깊은 감사의 인사를 드립니다.

항상 같이 있어 든든했고 어려울 때 서로 버팀목이 되어주었던 김태중 학우에게도 감사드리며 시작부터 끝까지 실험, 논문작성, 발표 등 각종 도움을 준 신은성학생과 신재생에너지실험실에서 연구하는 배경진, 명치욱, 김원석, 표종현 학생들의 헌신적인 도움에 다시 한 번 고마움을 전합니다.

끝으로 오늘이 있기까지 어려운 여건 속에서도 용기를 주고 힘들어할 때 항상 함께하면서 사랑과 지성으로 인내하며 내조해준 사랑하는 아내와 보람, 철희와도 함께 이작은 결실의 기쁨을 나누고자 합니다.

2009 년 12월

김 지 호

저작물 이용 허락서

학 과	기계공학과	학 번	20087077	과 정	석 사
성 명	한글 : 김 지 호 한문 : 金 知 浩 영문 : Kim Ji Ho				
주 소	광주광역시 북구 일곡동 동아@ 102-2003				
연락처	E-MAIL : kjiho21@naver.com				
논문제목	한글 : 이산화탄소 적용 차량용 열교환기의 성능특성에 관한 해석적 연구 영문 : The Simulation Study of Performance Characteristics in the Automobile Heat Exchanger For CO ₂				

본인이 저작한 위의 저작물에 대하여 다음과 같은 조건아래 조선대학교가 저작물을 이용할 수 있도록 허락하고 동의합니다.

- 다 음 -

1. 저작물의 DB구축 및 인터넷을 포함한 정보통신망에의 공개를 위한 저작물의 복제, 기억장치에의 저장, 전송 등을 허락함
2. 위의 목적을 위하여 필요한 범위 내에서의 편집·형식상의 변경을 허락함. 다만, 저작물의 내용변경은 금지함.
3. 배포·전송된 저작물의 영리적 목적을 위한 복제, 저장, 전송 등은 금지함.
4. 저작물에 대한 이용기간은 5년으로 하고, 기간종료 3개월 이내에 별도의 의사표시가 없을 경우에는 저작물의 이용기간을 계속 연장함.
5. 해당 저작물의 저작권을 타인에게 양도하거나 또는 출판을 허락을 하였을 경우에는 1개월 이내에 대학에 이를 통보함.
6. 조선대학교는 저작물의 이용허락 이후 해당 저작물로 인하여 발생하는 타인에 의한 권리 침해에 대하여 일체의 법적 책임을 지지 않음
7. 소속대학의 협정기관에 저작물의 제공 및 인터넷 등 정보통신망을 이용한 저작물의 전송·출력을 허락함.

2009 년 월 일

저작자 : 김 지 호 ㉠

조선대학교 총장 귀하