

2012 年 2 月
碩士學位論文

배기가스용 고온재생기의
성능특성에 대한 실험적 연구

朝鮮大學校 大學院

機 械 工 學 科

裴 京 眞

배기가스용 고온재생기의
성능특성에 대한 실험적 연구

Experimental Study on the Performance
Characteristics of the High-Temperature
Generator Using Exhaust Gas

2012 年 2 月 24 日

朝鮮大學校 大學院

機 械 工 學 科

裴 京 眞

배기가스용 고온재생기의
성능특성에 대한 실험적 연구

指導教授 曹 弘 鉉

이 논문을 공학석사 학위신청 논문으로 제출함

2011 年 10 月

朝鮮大學校 大學院

機 械 工 學 科

裴 京 眞

裴京眞의 碩士學位論文을 認准함

委員長 朝鮮大學校 教授 洪明錫 ㉠

委員 朝鮮大學校 教授 鄭洛奎 ㉠

委員 朝鮮大學校 教授 曹弘鉉 ㉠

2011 年 11 月

朝鮮大學校 大學院

Contents

Contents	i
List of Figures	iii
List of Tables	vii
Nomenclature	viii
ABSTRACT	x

제 1 장 서론	1
제 1 절 연구 배경	1
제 2 절 고효율 흡수식 냉동기의 기술개발 현황	5
제 3 절 기존연구 동향	11
제 4 절 연구목적	13
제 2 장 배기가스용 고온재생기 실험장치 및 조건	14
제 1 절 배기가스 구동 고온재생기 설계	14
1. 편-관 열교환기	16
2. 엘리미네이터 (Eliminator)	17
3. 희용액 분배기	18
4. 농용액넘이 받이	18
제 2 절 배기가스 구동 고온재생기 제작	19
제 3 절 배기가스 구동 고온재생기 실험장치	20
1. 온도측정	24
2. 압력측정	25
3. 농용액 질량유량 및 밀도 측정	28

4. 공기, 농용액, 2차 유체 유량측정	30
5. 판형열교환기	33
6. 파이프 히터	35
7. 이중관 열교환기	36
8. 흡수액 펌프 및 냉각수 펌프	37
9. 인버터	39
10. 진공펌프	40
11. 유량제어 밸브	41
12. 자료수집 및 처리 프로그램	42
제 4 절 배기가스 고온재생기의 실험조건	43
제 3 장 실험 결과 및 고찰	49
제 1 절 공기측 입구조건에 따른 성능 고찰	49
1. 공기측 질량유량비에 따른 성능 고찰	49
2. 공기측 입구온도에 따른 성능 고찰	56
제 2 절 흡수액 입구조건에 따른 성능 고찰	63
1. 흡수액 질량유량비에 따른 성능 고찰	63
2. 흡수액 입구온도에 따른 성능 고찰	71
제 4 장 결 론	78
Reference	81

List of Figures

Fig. 1.1	The energy consumption transition of the domestic building.	1
Fig. 1.2	The energy import growth.	1
Fig. 1.3	The interior of a country energy environment and energy consumption structure.	2
Fig. 1.4	The natural gas present introduction condition and future prospect of demand.	4
Fig. 1.5	The domestic annual gas playback rate and form of the power dissipation.	4
Fig. 1.6	Absorption chiller cycle of the single effect.	7
Fig. 1.7	Absorption chiller cycle of the double effect(direct-fired type).	7
Fig. 1.8	Absorption chiller cycle of the double effect(steam-fired type, COP 1.0).	8
Fig. 1.9	The comparison of energy efficiency of CCHP and old system.	10
Fig. 1.10	The gas engine drive cogeneration system.	10
Fig. 1.11	The gas turbine drive cogeneration system.	10
Fig. 2.1	Main components of a high-temperature generator.	15
Fig. 2.2	Photograph of a high-temperature generator.	15
Fig. 2.3	Schematic of a high-temperature generator.	15
Fig. 2.4	Photograph of a fined tube.	16
Fig. 2.5	Schematic of a fined tube.	16
Fig. 2.6	Photograph of a eliminator.	17

Fig. 2.7	Schematic of a distributor.	18
Fig. 2.8	Schematic of a absorption liquid outlet port.	18
Fig. 2.9	Making process of a Lab. scale high-temperature generator.	19
Fig. 2.10	Schematic of an experimental setup.	22
Fig. 2.11	Photograph of an experimental setup.	22
Fig. 2.12	Photograph of an insulated experimental setup.	23
Fig. 2.13	Photograph of the RTD.	24
Fig. 2.14	Photograph of the pressure sensor(C206).	26
Fig. 2.15	Photograph of the pressure gauge(C209).	26
Fig. 2.16	Photograph of the differential pressure gauge(C234).	27
Fig. 2.17	Photograph of the mass flow meter.	29
Fig. 2.18	Photograph of the air flow meter.	31
Fig. 2.19	Photograph of the volumetric flow meter.	31
Fig. 2.20	Photograph of a plate heat exchanger.	34
Fig. 2.21	Photograph of a pipe heater.	35
Fig. 2.22	Photograph of a double tube heat exchanger.	36
Fig. 2.23	Photograph of a solution pump.	37
Fig. 2.24	Photograph of a cooling water pump.	38
Fig. 2.25	Photograph of the inverter.	39
Fig. 2.26	Photograph of the vacuum pump.	40
Fig. 2.27	Photograph of the valve.	41
Fig. 2.28	Photograph of the MX100.	42
Fig. 2.29	Diagram of the LNG combustion reaction	46
Fig. 2.30	The comparison of operating condition between original and Lab. scale high-temperature generator.	46

Fig. 3.1	Comparison of capacity with air mass flow rate ratio.	51
Fig. 3.2	Comparison of steam mass flow rate with air mass flow rate ratio. ..	51
Fig. 3.3	Comparison of absorption liquid outlet temperature with air mass flow rate ratio.	53
Fig. 3.4	Comparison of concentration difference with air mass flow rate ratio.	53
Fig. 3.5	Comparison of air temperature with air mass flow rate ratio.	55
Fig. 3.6	Comparison of air side pressure drop with air mass flow rate ratio.	55
Fig. 3.7	Comparison of capacity with air inlet temperature.	58
Fig. 3.8	Comparison of steam mass flow rate with air inlet temperature.	58
Fig. 3.9	Comparison of absorption liquid outlet temperature with air inlet temperature.	60
Fig. 3.10	Comparison of concentration difference with air inlet temperature.	60
Fig. 3.11	Comparison of air temperature with air inlet temperature.	62
Fig. 3.12	Comparison of air side pressure drop with air inlet temperature.	62
Fig. 3.13	Comparison of capacity with absorption liquid mass flow rate ratio.	65
Fig. 3.14	Comparison of steam mass flow rate with absorption liquid mass flow rate ratio.	65
Fig. 3.15	Comparison of absorption liquid outlet temperature with absorption liquid mass flow rate ratio.	68
Fig. 3.16	Comparison of concentration difference with absorption liquid mass flow rate ratio.	68
Fig. 3.17	Comparison of air temperature with absorption liquid mass flow rate ratio.	70
Fig. 3.18	Comparison of air side pressure drop with absorption liquid mass flow rate ratio.	70

Fig. 3.19 Comparison of capacity with absorption liquid inlet temperature.	73
Fig. 3.20 Comparison of steam mass flow rate with absorption liquid inlet temperature.	73
Fig. 3.21 Comparison of absorption liquid outlet temperature with absorption liquid inlet temperature.	75
Fig. 3.22 Comparison of concentration difference with absorption liquid inlet temperature.	75
Fig. 3.23 Comparison of air temperature with absorption liquid inlet temperature.	77
Fig. 3.24 Comparison of air side pressure drop with absorption liquid inlet temperature.	77

List of Tables

Table 2.1	Specification of the RTD	24
Table 2.2	Specification of the pressure gauge	27
Table 2.3	Specification of the mass flow meter	29
Table 2.4	Specification of the mass flow meter	32
Table 2.5	Specification of a plate heat exchanger	34
Table 2.6	Specification of a pipe heater	35
Table 2.7	Specification of a double tube heat exchanger	36
Table 2.8	Specification of the pump	38
Table 2.9	Specification of the inverter	39
Table 2.10	Specification of the vacuum pump	40
Table 2.11	Specification of the data logger	42
Table 2.12	Air fuel ratio (LNG)	47
Table 2.13	Mole fraction of the LNG combustion exhaust gas	47
Table 2.14	Property of the LNG combustion exhaust gas	48
Table 2.15	Operating conditions	48

Nomenclature

C_p	: Specific heat (J/kgK)
D	: Diameter (m)
h	: Enthalpy (kJ/kg)
k	: Conductivity (w/mk)
m	: Refrigerant mass flow rate (kg/s)
Nu	: Nusselt number
Pr	: Prandtl number
Q	: Heat quantity (kW)
Re	: Reynolds number
v	: Velocity (m/s)

Greeks

ρ	: Density (kg/m ³)
v	: Specific volume (m ³ /kg)

Subscripts

a : Air
ds : Dilute solution
cs : Concentrated solution
cw : Cooling water
ex : Exhaust gas
in : Inlet
out : Outlet

ABSTRACT

Experimental Study on the Performance Characteristic of the High-Temperature Generator Using Exhaust Gas

Bae, kyung-jin

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

Department of Mechanical Engineering,

Graduate School of Chosun University

Recently, the ozonosphere depletion and greenhouse effect was caused by heat pump system using the CFC and HCFs refrigerant and it have become more and more serious. Therefore, usage of existing refrigerant has regulated through the International agreement. The absorption chiller-heater using just the natural refrigerants has very little effects on the environmental pollution. The absorption chiller-heater is received the heat from the low temperature using the high-temperature heat source and emits the heat to the middle temperature state. As the cooling uses natural gas in summer, peak lode can be relieved and the energy supply and demand may doesn't care the capacity of the seasonal limitation. Cogeneration has been generalized in order to utilize an efficient application of the energy. The efficiency of cogeneration or micro-gas turbine is extremely low level about 20~30%. The engine exhaust

gas temperature is about 500°C. When engine exhaust gas is used to the absorption chiller-heater, energy efficiency can be increased up to 75-90% and the coefficient of absorption chiller-heater performance can be improved significantly.

In the absorption chiller-heater, the high-temperature generator using exhaust gas is an important factor to achieve high system performance. To investigate performance of the high-temperature generator using exhaust gas in the absorption chiller-heater, Lab. scale high-temperature generator using exhaust gas was designed and setup. Since it is very difficult to uses and control the 500°C exhaust gas, the experiment was performed using 200°C air instead of 500°C exhaust gas by using the dimensionless scaling method. It is very important to investigate the performance change of high temperature re-generator using exhaust gas according to the inlet condition of the exhaust gas and absorbing solution.

In this study, to analyse the performance of the high-temperature generator using exhaust gas in the absorption chiller-heater with operating conditions, the inlet condition of solution liquid and exhaust gas was changed. As a result, air mass flow rate ratio increased from 80% to 120% in the inlet concentration of high-temperature generator of 56% and 53%, heat capacity was increased by 30%, 37%, respectively. In absorption liquid mass flow rate ratio of 100%, as the mass flow rate ratio of absorption liquid was changed from 80% to 120%, heat capacity of high-temperature generator of inlet concentration of 56%, 55%, 54%, 53% was almost constant by 3.6%, 4.47%, 5.6%, 5.7%, respectively. Concentration difference of absorption liquid between the inlet and outlet is closely related to steam mass flow rate from separating of

the absorbing solution. In air mass flow rate ratio of 100% and inlet concentration of absorption liquid of 55%, when array of fin-tube heat exchanger was changed from first to fourth, the decreasing rate of air side temperature was reduced by 17.7%, 5.8% 2.1%, 1.1%, respectively. However, as the array of fin-tube heat exchanger was changed from fifth to outlet, the decreasing rate of air side temperature was increased by 1.5%, 3%, respectively. As the air mass flow rate ratio was changed from 80% to 120%, for all inlet concentration of absorption liquid, the pressure drop of air side was increased by 72 kPa. Except for the variation of air mass flow rate ratio, the air side pressure drop was almost constant by the pressure of 107 kPa with the operating condition.

제 1 장 서 론

제 1 절 연구 배경

최근의 유가급등 현상은 어느 때 보다 건물에너지에 대한 새로운 기술의 개발이 요구된다. 특히 건물에너지 소비량은 국가 총 에너지 소비의 25%를 차지하고 있으며, 2005년에 4,340만 TOE를 소비하였고, 2010년에 5,160만 TOE, 2020년에는 6,470만 TOE를 소비할 전망이기 때문에 기후변화협약 및 국제정세에 대응하기 위해서 건물에너지 절약을 위한 연구개발이 어느 때보다 필요한 시점이다.

Fig. 1.2는 2007년 에너지수입액은 총 949.9억\$(순수입액 : 709억\$)로 전체수입액의 26.6%를 차지하고 있다.(원유: 603.2억\$, 천연가스: 126.5억\$, 유연탄: 56.8억\$)

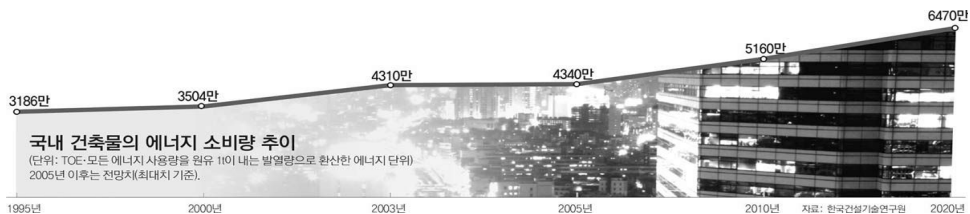


Fig. 1.1 The energy consumption transition of the domestic building.

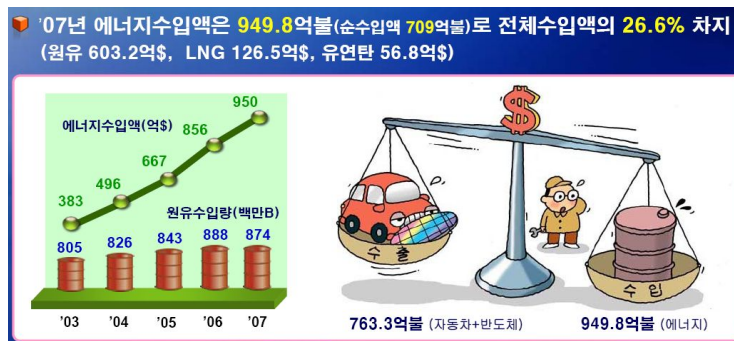


Fig. 1.2 The energy import growth.

Fig. 1.3에 나타난 바와 같이 1차 에너지 의존도는 석유(43.6%), LNG(13.7%), 유연탄(22.1%), 원자력(15.9%) 순으로 나타났으며, 부문별 에너지소비량은 산업용(56.0%), 수송(21.0%), 가정/상업(20.7%) 순으로 사용하는 것으로 나타났다. 한편 주요국의 연평균 에너지소비증가율(2002년~2005년)은 일본/미국/영국은 1.0%수준이었으나, 한국은 3.1%로 매우 높게 나타났다.



Fig. 1.3 The interior of a country energy environment and energy consumption structure.

또한 우리나라의 LNG 도입량은 일본에 이어 세계 2위에 해당되는데, 천연가스는 편리성, 안전성, 환경친화성 등으로 인해 1987년 천연가스 공급 이래 연평균 16.5% 증가하였으나, 2000년 이후는 전국배관망의 연차적 완성 등에 따라 증가율이 9.1%로 둔화되고 있다. 가스 전체 수요는 2007년 24,765 천톤에서 2017년 31,657 천톤으로 연평균 3.93% 증가할 것으로 전망되며, 도시가스 수요증가에 따라 천연가스 수요 중 도시가스 비중은 2003년 64.9%에서 2017년에 78.6%로 증가할 것으로 판단된다. Fig. 1.4는 천연가스 도입현황 및 수요전망을 나타내었다.

천연가스의 효율적인 활용은 국가적인 에너지절약과 수요관리에 있어서 매우 중요한 역할을 하게 한다. 먼저, Fig. 1.5에 나타난 바와 같이 하절기에는 전기소모량이 절정을 이루게 된다. 이때 천연가스를 사용함으로써 하절기 전력피크를 저감할 수 있다. 국내의 가스사용량은 동절기에는 수요가 많은 반면, 하절기에는 사용량이 매우 적은 실정이며, 반면에 전기사용량은 동절기 수요보다 하절기에 월등히 많은 수요를 보여, 전기와 가스수급의 시차가 존재한다. 이런 시차를 극복하기 위해 하절기에 도시가스를 냉방에 이용함으로써 도시가스의 연간 수요를 평준화시킴과 동시에 냉방용 전력수요도 감소시킬 수 있으며, 이에 따라 국가적인 에너지 공급시설의 이용률 및 효율을 크게 향상시킬 수 있을 것이다. 두 번째, 탁월한 에너지 절약 효과이다. 기존 흡수식에 대한 에너지 절감율이 30%정도 되기 때문에 현재 기대할 수 있는 에너지 절감기술 중에 탁월한 효과를 보인다고 할 수 있다. 그리고 이미 산업에서 사용되고 있는 사용량이 많으므로 이 사용량이 대체된다면 국가적인 에너지 절감에 기여하는 바가 크다고 할 수 있다. 세 번째, CO₂ 저감효과이다. 교토 프로토콜은 전세계 125개국에 이미 비준한 상태로, 한국은 1차 공약기인 2008년에서 2012년까지는 감축의 의무가 없으나, 현재 CO₂배출량 세계9위인 한국은 2차 공약이 시작되는 2013년 이후 CO₂ 배출감축의무를 질 것으로 예상되고 있다. 에너지 절감효과가 큰 설비를 사용하면, 에너지 절감효과만큼 CO₂저감효과를 거둘 수 있으므로 일석이조의 효과를 누릴 수 있다.

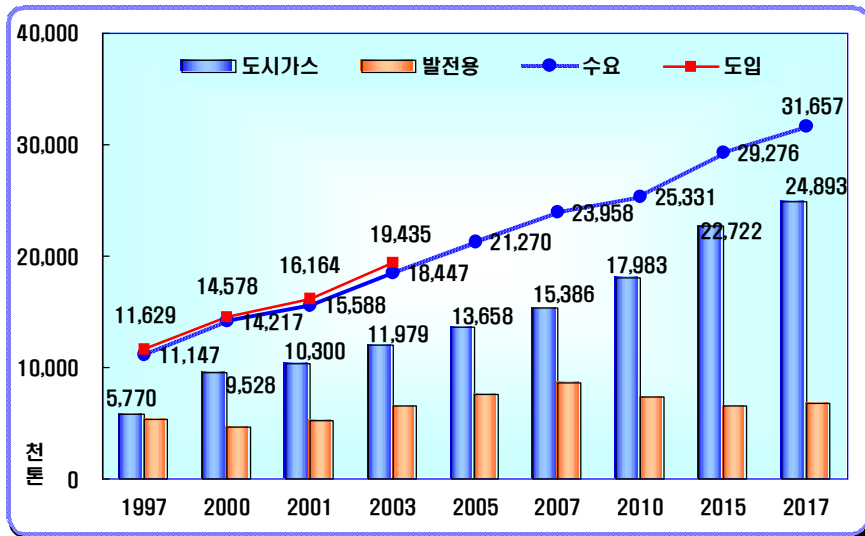


Fig. 1.4 The natural gas present introduction condition and future prospect of demand.

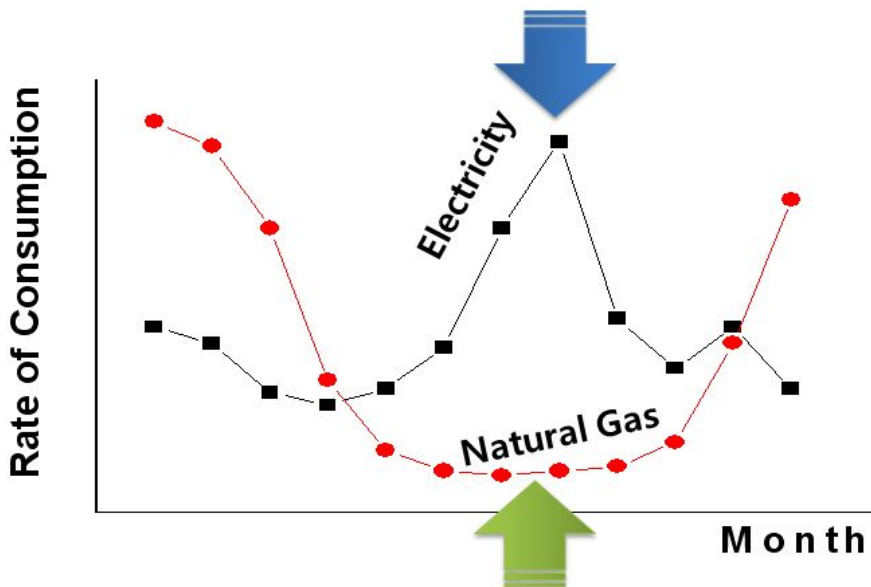


Fig. 1.5 The domestic annual gas playback rate and form of the power dissipation.

제 2 절 고효율 흡수식 냉동기의 기술개발 현황

흡수식 냉동기는 고온의 열원을 이용하여 저온에서 열을 받아서 증온(주로 대기의 상태로 열을 방출하는 냉동기로 미국에서 1929년 Servel에서 $H_2O/LiCl$ 방식 흡수식 냉동기를 최초로 개발하였고, 1945년 Carrier에서 $H_2O/LiBr$ 방식 흡수식 냉동기를 개발하여 상업용 및 산업용 공조기기로 시판한 이래 York, McQuay, Trane, Hunham-Bush 등이 기기개발에 참여하여 다양한 모델을 시장에 출시하게 되었다. 그 이후 미국 내의 가스 생산량의 감소로 흡수식 냉동기의 생산량이 감소하였다. 반면, 일본의 경우는 1958년 기차회사에서 $H_2O/LiBr$ 방식 패키지형 흡수식 냉동기를 개발하여 지역 난방 및 산업용으로 사용하였고, 1968년 Kawasaki 중공업에서 2중 효율 흡수식 냉동기를 개발하여 흡수식 기술의 주도권이 미국에서 일본으로 바뀌게 되었다. 그 이후에 Ebara, Sanyo, Hitachi, Yazaki 등에서 7.5 ~ 2,000RT에 이르는 다양한 기종을 생산하고 있다.

흡수식 냉동기는 직접 연소방식에 의해 열을 얻는 방식과 고온의 스팀 등을 사용하는 방식이 있으나, 통상 한국에서는 LNG를 연소시켜 열을 얻는 직화식 냉온수기가 주로 사용되고 있는데, 동절기에는 난방도 가능하도록 만든 시스템이다.

통상 열을 재생하는 횟수에 따라 1중 효율(single-effect), 2중 효율(double-effect)으로 나누어지며, 1중 효율은 낮은 온도의 열원으로 작동될 수 있는 장점은 있으나, COP(coefficient of performance, 냉동성적계수)가 “0.7” 정도로 2중 효율보다 (통상 COP=1.0) 월등히 작아서 연료를 직접 연소시켜서 열을 공급하는 방식인 가스직화식(direct-fired Type)에는 거의 사용되지 않고 있다.

1중 효율 흡수식 냉동기에 대한 사이클 개략도를 Fig. 1.6에 나타내었는데, 주요 열교환기는 증발기, 흡수기, 응축기, 재생기, 용액열교환기로 구성되어 있으며, 온수를 열원으로 사용하여 구동된다. 열원의 온도는 $95^{\circ}C$ 정도의 증온수이며, 열교환 후에는 $80^{\circ}C$ 정도로 배출되며, 냉수의 입/출구 온도는 $12^{\circ}C/7^{\circ}C$ 또는 $13^{\circ}C/8^{\circ}C$

로써 온도차는 5°C로 사용되고 있으며, 냉각수 입/출구온도는 31°C/36.5°C를 주로 사용하고 있다. 열원이 주로 산업현장에서 얻을 수 있는 것으로 폐열을 주로 활용하고 있으므로, COP보다는 95°C정도의 낮은 열원을 사용하여 냉방을 할 수 있다는 장점을 가지고 있다.

2중 효율 흡수식 냉온수기/냉동기는 1중 효율과는 달리, 저온재생기와 고온재생기를 사이클 상에 포함하고 있어서, 2번의 재생과정을 거치면서 효율이 높아서 현재까지 가장 많이 사용되고 있는 제품이다. Fig. 1.7은 현재 세계적으로 보편적으로 사용되고 있는 흡수식 냉온수기 사이클에 대한 개략도인데, 대표적으로 일본과 국내에서 사용하고 있다. 1중 효율 제품에 있었던 증발기, 흡수기, 응축기, 저온재생기외에도 고온재생기, 고온용액열교환기가 추가되어, 고온재생기에서 추가적인 재생이 이루어져, 흡수액의 농도가 사이클 상에서는 3가지가 존재하게 되고, 1중 효율보다는 높은 흡수액의 농도차를 이용할 수 있는 장점이 있어, COP도 1중 효율 흡수식 냉동기보다 더 높은 1.0수준까지 높여서 사용하고 있다.

2중 효율 흡수식 냉·온수기는 고온재생기에 공급되는 열원의 종류에 따라서 직화식(direct-fired type)과 증기식(steam-fired Type)으로 구분된다. 직화식은 열원으로 LNG 또는 오일을 사용할 수 있으며, 난방운전도 가능하다. 1중 효율에 비해서 폐열을 활용할 수 있는 고온 열교환기가 추가적으로 사용됨으로 효율을 높일 수 있는 방안 중에 하나이다. Fig 1.7은 직화식 사이클의 개략도를 보여주고 있다.

증기식 흡수식 냉동기는 직화식과 대부분 동일하지만, 연료대신에 증기(steam)를 열원으로 사용한다는 특징을 가지고 있다. 즉, 고온고압의 증기가 고온재생기에 공급되어 흡수액을 가열 및 재생시키는 역할을 한다. Fig. 1.8은 증기식 사이클 개략도를 보여주고 있다.

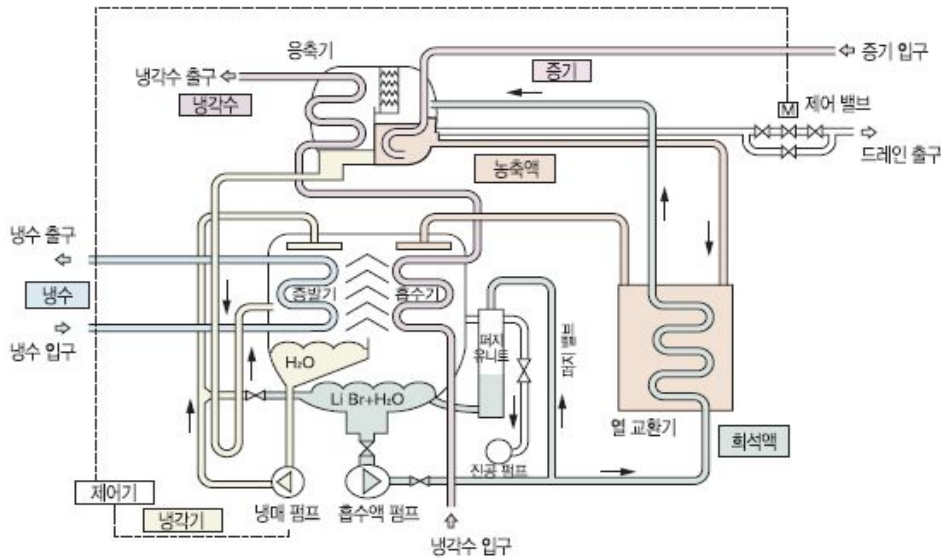


Fig. 1.6 Absorption chiller cycle of the single effect.

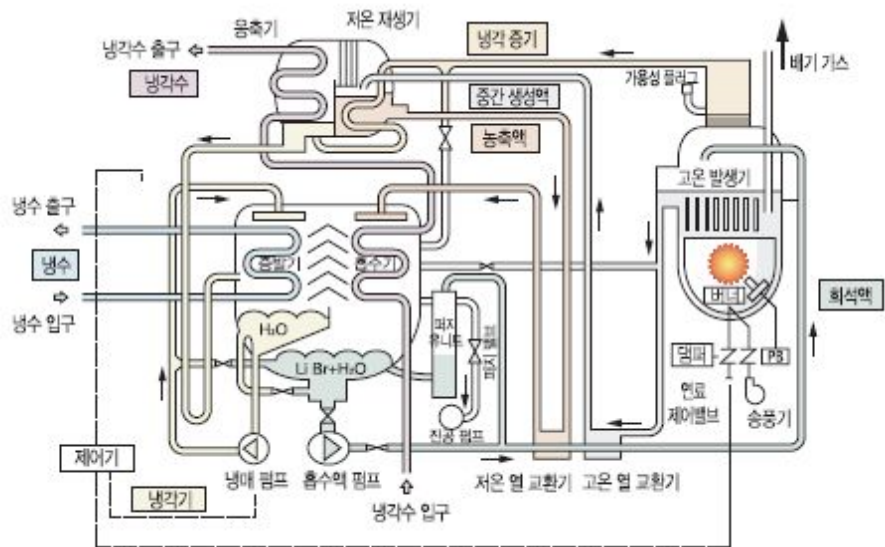


Fig. 1.7 Absorption chiller cycle of the double effect(direct-fired type).

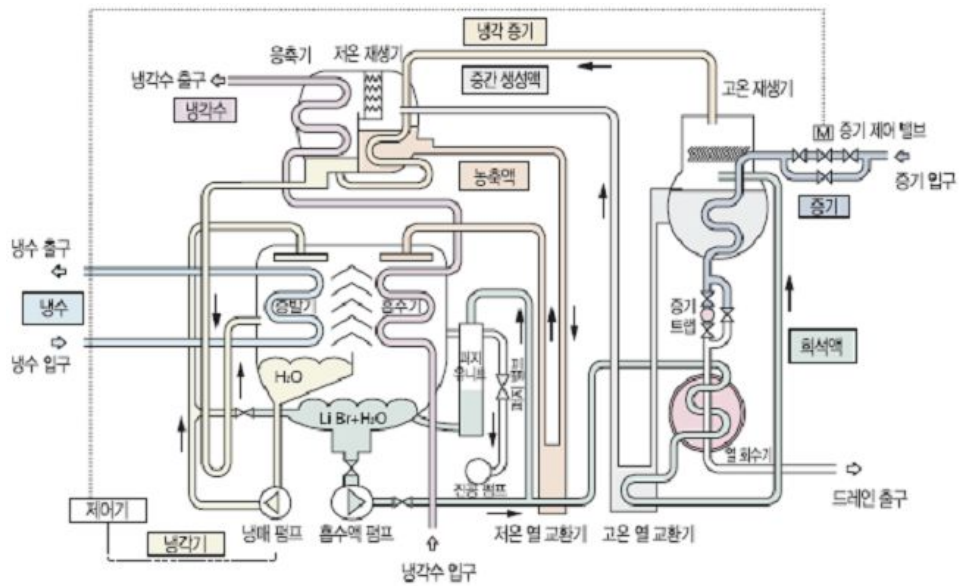


Fig. 1.8 Absorption chiller cycle of the double effect(steam-fired type, COP 1.0).

최근 에너지의 효율적인 활용을 위하여 태양열과 같은 재생에너지, 발전소나 공장에서 버려지는 폐열을 이용하고자 하는 수요가 녹색성장과 더불어 크게 늘고 있다. 이러한 상황에서 폐열을 이용하여 냉/온수를 공급하는 방안으로 흡수식 시스템이 다시금 크게 주목받고 있다. 예를 들면 CCHP(combined cooling, heating and power)은 하나의 에너지원으로부터 전기와 냉난방을 동시에 생산하는 친환경, 고효율 분산에너지 시스템으로 발전기에서 나오는 배가스, 증기 등을 이용하여 흡수식 시스템을 구동시켜 에너지 효율을 높이고 있다. Fig. 1.9에서와 같이 전기, 냉난방을 위한 기존 시스템의 종합에너지 효율은 64%이지만 CCHP를 이용함으로써 94%까지도 끌어올릴 수 있게 된다.

이처럼 소형열병합발전이나 마이크로 가스터빈의 발전효율은 약 30% 정도로 이때 배가스 온도가 약 500°C 정도이고, 가스터빈에서 전기를 생성한 후의 증기온도는 약 450°C로 높은 온도로 이는 2중 효율 흡수식 냉온수기를 구동할 수 있는 충분히 높은 온도이다. 또한 가열된 엔진을 냉각시키는 냉각수온도는 약 95°C 수준에 이르며, 이 온도는 저온재생기로 공급하여 활용할 수 있는 수준이다. Fig. 1.10과 Fig. 1.11은 각각 가스엔진 구동 열병합 발전과 가스터빈 구동 열병합 발전에서 에너지 이용 흐름을 나타내고 있다.

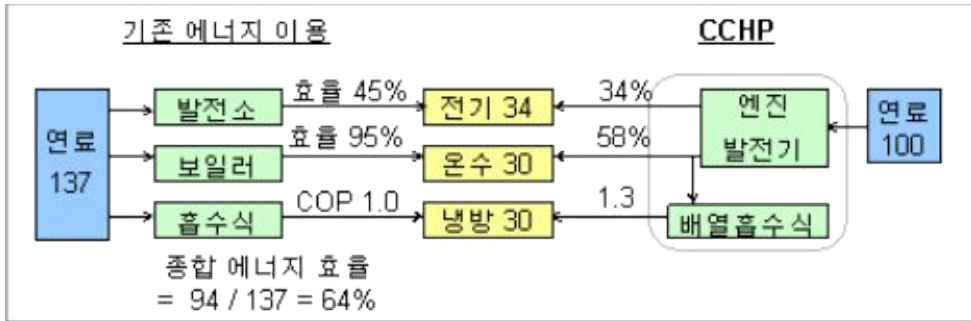


Fig. 1.9 The comparison of energy efficiency of CCHP and old system.

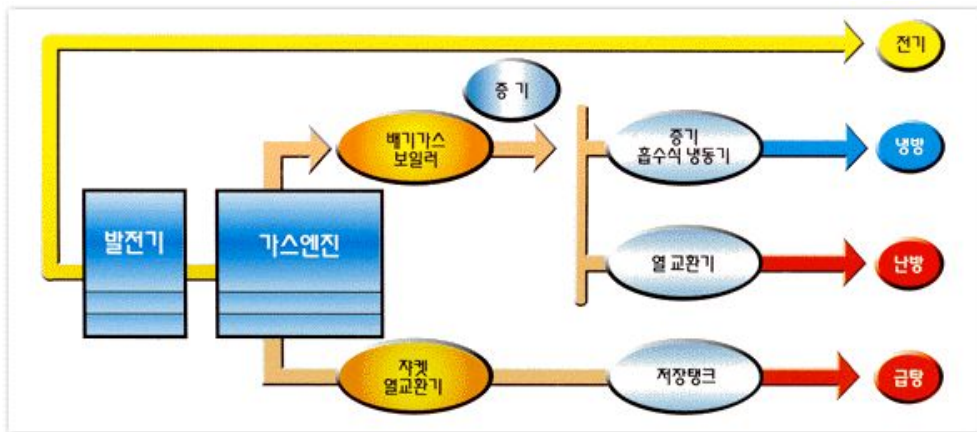


Fig. 1.10 The gas engine drive cogeneration system.

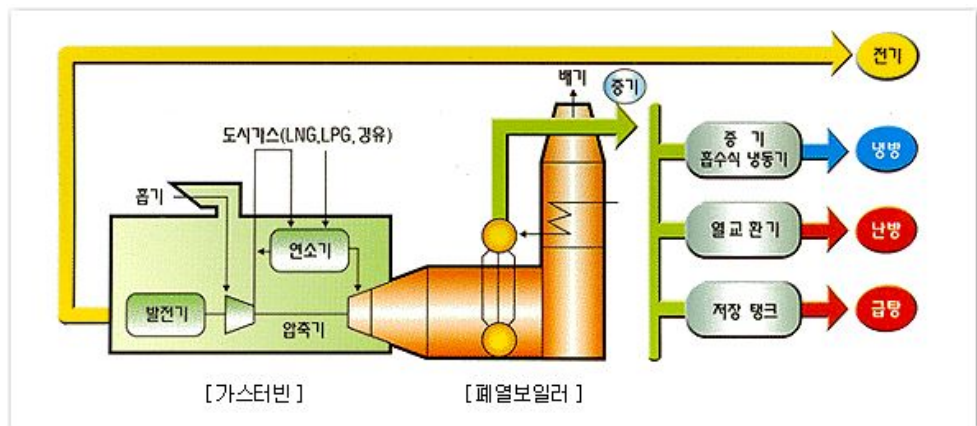


Fig. 1.11 The gas turbine drive cogeneration system.

제 3 절 기존연구 동향

최근 지구온난화 및 환경오염으로 인해 전세계적으로 친환경 고효율 제품에 대한 관심이 매우 높아짐에 따라 기존의 열펌프에 사용되었던 CFC 및 HCFC계열의 냉매의 사용이 규제되면서 새로운 냉난방 기술에 대한 연구가 활발히 진행 중에 있다. 그 중 흡수식 냉온수기는 고온의 열을 이용하여 냉·난방을 하는 시스템으로써 Libr-water 흡수액을 이용함으로써 추가적인 환경오염을 일으키지 않는다. 따라서 흡수식 냉온수기에 대한 연구가 활발히 진행 중에 있다.

흡수식 냉·온수기의 성능향상을 위한 방법으로는 크게 사이클을 변경시키는 방법과 기존의 흡수식 냉·온수기에 적용되어진 시스템을 고효율화하는 방법이 있다. 사이클 변경에 따른 COP 향상은 한계가 있으며, 이를 향상시키기 위하여 기존의 많은 연구가 진행되었다. 따라서 시스템을 고효율화하기 위한 연구가 활발히 진행 중에 있다. 그중 흡수식 냉온수기의 성능계수를 결정짓는 가장 큰 요소 중 하나는 고온재생기의 성능이므로 고온재생기에 대한 연구가 국·내외적으로 진행 중에 있다.

흡수식 냉온수기의 고온재생기에 대한 국내·외적으로 기존연구를 살펴보면 Park et al.(1998)은 고온재생기 내에서 열전달특성에 대한 해석적 연구를 진행하여 실험과 비교하였으며, Kim et al.(1999)은 배기가스 열교환기를 이중효용 흡수식 냉온수기에 적용하여 실험을 통해 사이클 성능향상에 대한 연구를 진행하였으며 이는 3~5%의 에너지 절약 효과를 볼 수 있다고 보고하였다. 또한 Cho and Lee(2009)는 시뮬레이션을 통해 평판핀의 형상 비율에 따라 고온재생기 열적 성능변화에 대한 연구를 진행하였으며 이때 최대 열전률을 가지는 평판핀의 형상 비율은 6.8로 제시하였다. Varma et al.(1994)은 대기보다 낮은 압력에서 Libr-water 용액의 풀비등 동안 열전달에 대한 연구를 진행하였으며, Rivera et al.(2003)은 매끄러운 수직전열관 내부에서 발생하는 Libr-water의 비등특성에 대

해 실험적으로 연구하였다.

Marcos et al.(2009)등은 Libr-water 용액의 이중효용 흡수식 냉·온수기의 고온재생기를 판형열교환기를 사용하여 고온재생기 내에서의 비등열전달에 대한 연구를 진행하였으며 단상영역과 이상영역으로 구분하여 각각의 열전달 및 압력강하에 대한 연구를 진행하였다.

이처럼 국내·외적으로 흡수식 냉온수기의 고온재생기에 대한 많은 연구가 진행되었지만 대부분 직화식 고온재생기 및 배기가스 열교환기에 대한 연구로써 배기가스를 이용한 고온재생기의 특성에 대한 연구는 매우 미비하다.

제 4 절 연구목적

에너지를 무분별하게 사용한 결과 지구온난화 및 자연환경 파괴로 인해 전세계적으로 고효율 고성능 제품에 대한 관심이 매우 높다. 따라서 에너지의 효율적인 활용을 위해 열병합발전(cogeneration or combined heat and power) 시설이 증가하는 추세이다. 이미 많은 지역에서 열병합발전을 통하여 전기와 온수를 생산 및 보급해 오고 있는 실정이지만 열병합 발전 및 산업체에서 버려지는 고온의 배기가스 활용에 대한 기술은 매우 적다. 따라서 에너지 이용 효율을 개선하기 위해 고온의 배기가스를 활용하는 기술을 개발하는 것이 필수적이다. 이러한 배기가스 활용 방법중에 하나가 흡수식 냉·온수기이다. 하지만 배기가스를 직접 이용하는 흡수식 냉·온수기는 아직 개발된 적이 없으며 이에 대한 연구도 전무한 형편이다.

따라서 본 연구에서는 열병합 발전 및 산업체에서 버려지는 500°C 정도의 배기가스를 흡수식 냉온수기의 구동열원으로 사용하기 위해 Lab. scale 배기가스 구동 고온재생기를 설계하고 성능평가를 수행하였다. 500°C의 배기가스는 다루기가 매우 어려움으로 Pr수와 Re수를 활용하여 공기와의 무차원 상사를 통해 200°C의 공기열원을 이용하여 실험을 진행하였으며, 운전조건 변화에 따라 성능특성을 고찰하기 위해 공기측 질량유량 및 입구온도, 흡수액측 질량유량 및 입구온도, 농도 등을 변화 시켜가면서 성능특성을 고찰하였다. 또한 각각의 운전조건으로 실제 시스템 시스템에 미치는 영향을 실험적으로 고찰하였다.

배기가스 구동 고온재생기가 개발됨에 따라 흡수식 열원으로 직접 사용되어지는 가스에너지의 사용이 줄어들어 국내의 에너지 소비율 및 CO₂ 발생률을 저감시킬 수 있으며 에너지 수급의 계절적 한계성을 극복할 수 있을 것으로 기대된다.

제 2 장 배기가스용 고온재생기 실험장치 및 조건

제 1 절 배기가스 구동 고온재생기 설계

본 연구에서는 고효율 흡수식 냉온수기에서 사용되는 배기가스 구동 고온재생기의 성능특성에 대한 연구를 진행하기 위해 106.7 kW급의 배기가스 구동 고온재생기를 실측 모델을 약 1/3.3배 축소한 모델의 Lab. scale 배기가스 구동 고온재생기를 설계 및 제작하였다. Lab. scale의 고온재생기는 기존의 사용되었던 392.6 kW급 배기가스 구동 고온재생기(782×908×1979 mm³)를 기초로 하여 동일한 구조로 제작되었다. 용액의 입·출구 직경, 증기의 출구 직경, 배기가스의 출구 직경 등은 Re number 상사를 통하여 기존의 배기가스 구동 고온재생기와 동일한 직경으로 설계하였다. 본 연구에서 설계된 Lab. scale의 고온재생기의 주요 부위를 Fig. 2.1에 나타내었다. 실험시 필요한 부분의 정확한 물성치를 측정하기 위하여 주요 부위에 열전대와 압력계를 설치하였으며 이때 중요한 고온재생기의 공기측 및 용액측, 증기측의 입·출구 상태량을 측정하기 위하여 고온재생기에 필요한 부분에 별도의 관을 설치하여 필요한 물성치를 측정할 수 있도록 설계하였다. Fig. 2.2는 Lab. scale 배기가스 구동 고온재생기의 모습을 그리고 자세한 사양은 Fig. 2.3에 나타내었다.

1. 핀-관 열교환기

고온재생기 내부의 핀-관 열교환기에서 관내부에는 흡수액이 흐르고 관은 수직으로 설치되어 있으며 관과 수직방향으로 핀 사이를 뜨거운 공기가 흐르게 설계하였다. 본 연구에서는 관의 내·외경 40 mm, 47 mm로 설계하였으며, 핀은 두께 1.2 mm, 핀 높이 13 mm로 나선형(spiral) 원형 핀-관이다. Fig. 2.4는 배기가스 구동 재생기에 적용된 핀-관 열교환기이며, 자세한 도면은 Fig. 2.5와 같다.



Fig. 2.4 Photograph of a finned tube.

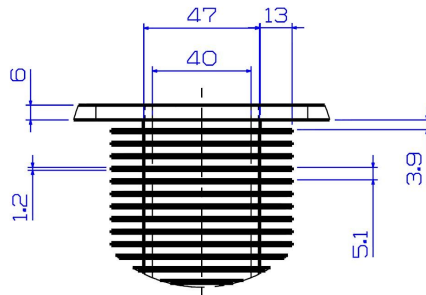


Fig. 2.5 Schematic of a finned tube.

2. 엘리미네이터 (Eliminator)

엘리미네이터는 고온재생기에서 분리된 증기가 흡수액과 함께 응축기로 유입되는 것을 막아 증기만을 분리하기 위해 배기가스 고온재생기의 상동의 증기탑에 설치되어진다. 엘리미네이터를 통해 모아진 증기는 증기의 출구관을 통해 응축기로 보내어진다. 엘리미네이터는 증기의 유동을 방해하지만 흡수식 시스템에서 응축기로 흡수액이 유입되면 흡수식 시스템이 원활히 작동하지 않음으로 시스템 설계시 주요한 부품 중에 하나이다. 본 연구에서도 고온재생기 내부에서 흡수액으로부터 분리되는 증기만을 응축기로 보내기 위해 Fig. 2.6과 같은 엘리미네이터를 설치하였다.

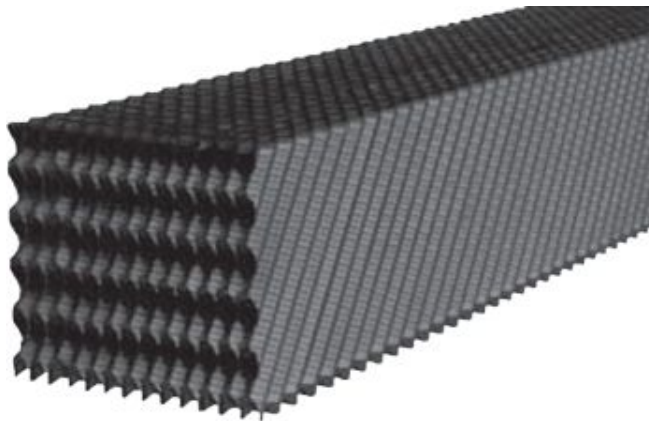


Fig. 2.6 Photograph of a eliminator.

3. 희용액 분배기

흡수기로부터 증기를 흡수하여 농도가 낮아진 희용액은 용액열교환기를 통과하고 고온재생기 입구로 유입된다. 유입된 희용액을 고온재생기 내부에 고르게 분포하기 위해 희용액 분배기를 사용하며 희용액 분배기의 자세한 사양은 Fig. 2.7의 희용액 분배기 도면에 나타내었다.

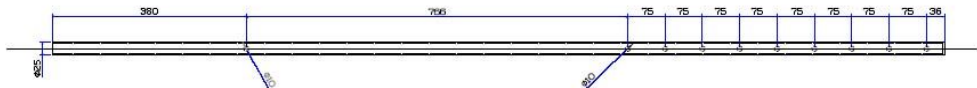


Fig. 2.7 Schematic of a distributor.

4. 농용액넘이 받이

고온재생기에서 희용액 분배기를 통해 유입된 희용액은 열을 받아 증기로 분리되고 농용액이 된다. 용액넘이 받이는 농용액의 출구로써 용액넘이 받이로 모여 출구배관을 통해 배출된다. 본 연구에서 사용된 용액넘이 받이의 도면은 그림 2.8에 나타내었다.

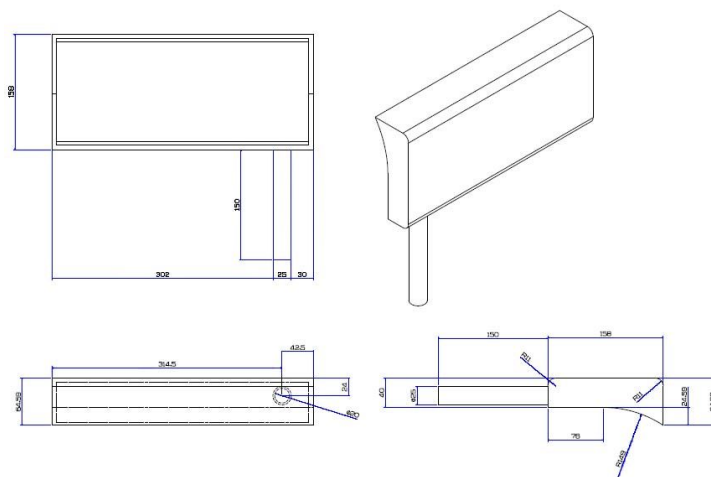


Fig. 2.8 Schematic of a absorption liquid outlet port.

제 2 절 배기가스 구동 고온재생기 제작

배기가스 고온재생기는 내부와 외부 셸로 나뉜다. 내부와 외부 셸 사이에 흡수액이 흐르게 되고 내부 셸로 배기가스가 흐르게 설계되어있다. 내부 셸 사이에는 핀-관 열교환기 설치되며 관 안으로는 흡수액이 흐르고 핀측에는 배기가스가 흐르게 제작하였다. 흡수식 시스템은 진공에서 운전됨으로 누설에 대해 매우 민감하다. 따라서 배기가스 구동 고온재생기의 누설을 확인하기 위해 배기가스 고온재생기의 내부와 외부 셸에 진공검사를 실시하였으며, 진공검사에 대한 감도가 높은 헬륨 가스를 이용한 정밀 진공검사를 진행하였다. 배기가스 고온재생기의 실제 제작과정 및 진공검사를 Fig. 2.9에서 보여주고 있다.



Fig. 2.9 Making process of a Lab. scale high-temperature generator.

제 3 절 배기가스 구동 고온재생기 실험장치

Lab. scale 배기가스 구동 고온재생기를 성능을 측정하기 위해 고온의 공기 발생 장치 및 고온재생기 그리고 실험을 위한 부하장치를 구성하여 Fig. 2.3과 같이 실험장치를 설계하였다. 200°C의 공기를 만들기 위해 30 kW의 히터를 설계하였으며, 고온의 공기를 제공하기 위하여 팬의 최대 풍량 9 m³/min의 Blower fan을 설치하였다. 이 때 공기의 풍량을 측정하기 위해 송풍기 입구에 공기유량계를 설치하였으며, 공기의 풍량과 온도를 일정하게 제어하기 위해 송풍기와 히터에 온도제어기와 인버터를 설치하여 공기의 유량 및 온도를 제어하도록 설계하였다. 또한 사용된 고온의 공기는 재순환시키지 않도록 설계하여 일정한 부하를 제공할 수 있도록 실험장장치를 설계하였다.

희용액은 인버터로 제어되는 펌프에 의해서 용액탱크로 부터 시스템으로 순환하게 된다. 실험에 필요한 희용액은 용액탱크로부터 고온재생기의 분배기를 통해 고온재생기에서 분배되며 가열된 농용액은 용액 넘이 받이를 통해 다시 용액탱크로 순환되는 구조로 설계하였다. 이때 발생한 증기는 재생기의 증기 출구 배관을 통해 냉각부로 이송되며 차가운 냉각수에 의하여 응축된 후 용액탱크로 다시 순환하게 된다. 또한 더워진 뜨거운 증기를 응축시키기 위해 3 RT급 냉동기를 이용하였으며 이중관식 열교환기를 이용하여 증기를 냉각시키고 증기를 응축시킬 수 있도록 설계하였다. 농용액 역시 온도를 낮추기 위해 별도의 다른 냉동기를 이용하여 증기를 냉각하는 방식과을 사용하였다. 냉각수는 펌프를 통해 순환시키며, 냉각수의 유량은 인버터를 이용하여 펌프의 회전속도를 제어함으로써 조절한다. 이때 순환하는 냉각수의 유량을 측정하기 위해 유량계를 순환부에 설치하였다.

또한 이송 중간에 희용액과 농용액이 서로 열교환을 할 수 있는 관형열교환기를 설치하여 버려지는 농용액의 열량을 희용액에 공급함으로 실험에 필요한 재생기의 입구 온도를 원활하게 맞출 수 있게 설계 하였으며 재생기 입구로 들어가기 전에

회용액의 온도를 조절하기 위해 파이프 히터와 인버터를 설치하여 필요한 조건을 제어하였다. Fig. 2.11은 완성된 Lab. scale 배기가스 구동 고온재생기의 실험장치의 개략도이며, 실험장치로부터 외부로의 열손실을 막기 위해 Fig. 2.12와 같이 단열제와 석고를 이용하여 실험장치 및 Lab. scale 배기가스용 고온재생기를 단열하였다.

공기 및 회용액, 농용액, 증기의 입·출구 상태량을 측정하기 위하여 RTD 및 압력계를 주요 위치에 설치하도록 설계하였으며, 회용액의 농도와 질량유량을 측정하기 위해 질량유량계(Oval)를 설치하였다. 또한, 주요 데이터를 기록하기 위해 data logger(DA-100)와 컴퓨터를 연결하여 실시간으로 필요한 데이터를 받을 수 있도록 설치하였다. 증기의 유량과 농용액의 유량은 간접적인 방법으로 측정되며, 에너지 보존 법칙과 질량 보존 법칙에 의해 각각의 증기와 농용액의 유량을 구할 수 있으며 이는 다음식과 같이 계산된다.

$$m_{ds} = m_{cs} + m_s \quad (2-1)$$

$$Q_{cs} = Q_{cw} \quad (2-2)$$

$$m_{cs}(h_{cs, in} - h_{cs, out}) = m_{cw}(h_{cw, out} - h_{cw, in}) \quad (2-3)$$

$$Q_s = Q_{cw} \quad (2-4)$$

$$m_s(h_{s, in} - h_{s, out}) = m_{cw}(h_{cw, out} - h_{cw, in}) \quad (2-5)$$

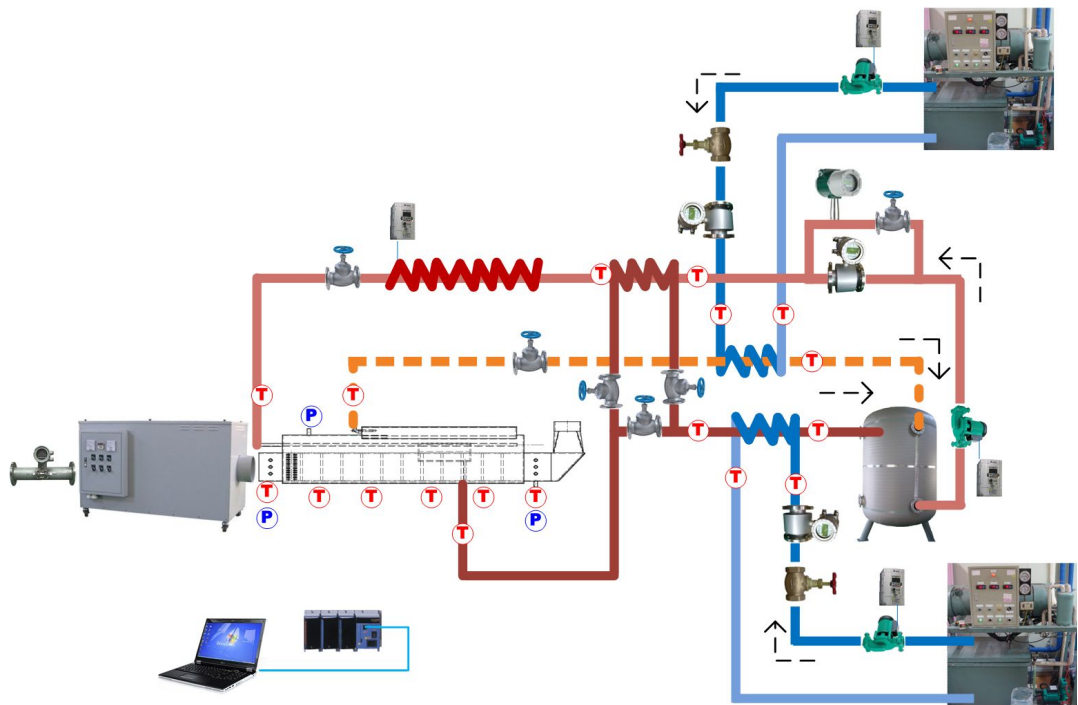


Fig. 2.10 Schematic of an experimental setup.



Fig. 2.11 Photograph of an experimental setup.



Fig. 2.12 Photograph of an insulated experimental setup.

1. 온도 측정

공기, 흡수액, 2차 유체의 온도를 측정하기 위해 고온재생기 덕트 및 관내에 온도 프루브(probe)를 만들어 RTD를 설치하였다. 흡수액의 온도를 측정하기 위해 고온재생기 입·출구와 판형열교환기 및 이중관식 열교환기 입·출구에 각각 설치하였으며, 공기측 핀-관의 배열 수에 따라 온도를 측정하기 위해 고온재생기 입·출구를 포함하여 일정간격으로 총 7개의 RTD를 설치하였다. 또한 본 실험에서 온도 측정에 사용한 RTD는 Fig. 2.13과 같으며, RTD의 제원을 Table 2.1에 나타내었다.

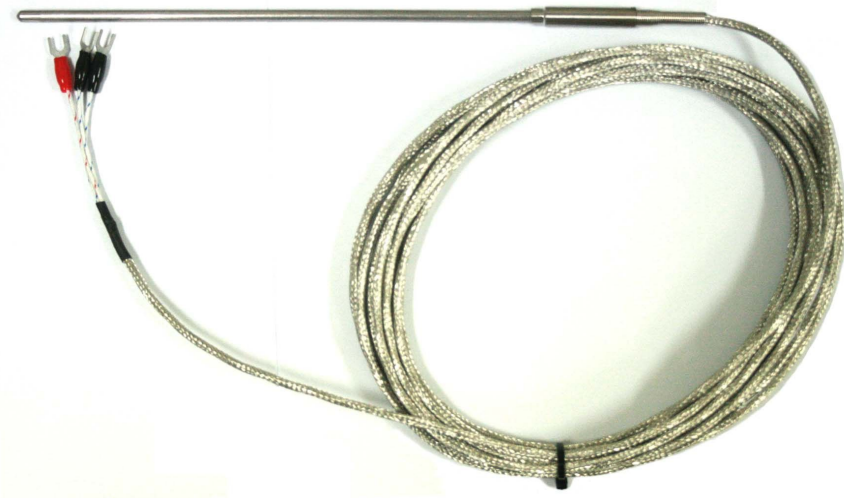


Fig. 2.13 Photograph of the RTD.

Table 2.1 Specification of the RTD

Item	Value
Range	-200 ~ 600°C
Diameter	4.8 mm

2. 압력측정

고온재생기 내부 및 공기측 입구 압력, 차압을 측정하기 위해서 압력계(pressure transducer)와 차압계(difference pressure transducer)를 사용하였다. 고온재생기 내부의 진공압 및 공기측 입구의 압력 및 차압을 측정하기 위해 모세관을 고온재생기에 용접하여 압력계를 설치하였다. 본 연구에서 사용된 고온재생기 내부의 진공압력계, 공기측 입구 압력계, 차압계의 모습을 각각 Fig. 2.14, Fig. 2.15, Fig. 2.16에 나타내었으며, 자세한 사양은 Table 2.2에서 보여주고 있다.



Fig. 2.14 Photograph of the pressure sensor(C206).



Fig. 2.15 Photograph of the pressure gauge(C209).



Fig. 2.16 Photograph of the differential pressure gauge(C234).

Table 2.2 Specification of the pressure gauge

Pressure transmitter - SETRA			
Model	C206	C209	C234
Range	-14.7 ~ 3000 psig	0~1 psig	0~15 mmH2O
Input	24 VDC	24 VDC	24 VDC
Output	4~20mA	4~20mA	4~20mA
Accuracy	0.13%	0.25%	±0.14%

3. 농용액 질량유량 및 밀도 측정

흡수액의 농도에 따라 포화온도가 달라짐으로 흡수식 냉온수기 시스템 중 고온 재생기의 흡수액의 농도는 매우 중요하다. 따라서 질량유량 및 밀도 측정을 위해 질량유량과 밀도가 측정 가능한 Oval사의 질량유량계(CT9401-K7MM33)를 사용하였다. 또한 질량유량계는 회용액의 입구라인에 설치하여 고온재생기에 유입되는 흡수액의 농도를 측정할 수 있도록 설치하였다. 본 연구에서 사용된 질량유량계는 Fig. 2.17과 같으며, OVAL 질량유량계의 사양을 Table 2.3에 나타내었다.



Fig. 2.17 Photograph of the mass flow meter.

Table 2.3 Specification of the mass flow meter

Item	Specification
Max pressure	85.6 kg_f/cm^2
Max temp	105°C
Flow rate	36 ~ 360 kg/h
Density	300 ~ 2000 kg/m^3
Trans. Model	CT9401-K7MM33
Power	85-254V AC
Sensor model	CN006C-SS-200K

4. 공기, 농용액, 2차 유체 유량측정

배기가스용 고온재생기의 성능특성을 파악하고 운전조건 변화에 따른 성능특성 변화를 고찰하기 위해 공기 및 농용액의 유량을 측정해야한다. 따라서 공기 체적유량계(ADG-S-S)를 공기 가열장치와 Blower fan 사이에 설치하였으며, 농용액의 체적유량을 측정하기 위해 용액탱크 출구에 농용액 유량계(E-MAG-I)를 설치하였다. 또한 고온재생기 내부의 흡수액으로부터 분리되는 증기량과 농용액의 유량을 간접적으로 측정하기 위해 증기 및 농용액과 열교환하는 이차유체의 유량을 측정해야 한다. 따라서 각각의 항온조와 이중관식 열교환기 사이에 체적유량계(E-MAG-I)를 설치하였다. 본 연구에서 사용된 공기 유량계와 체적유량계를 각각 Fig. 2.18, Fig. 2.19와 같으며, 각각의 유량계 사양을 Table 2.4에 나타내었다.



Fig. 2.18 Photograph of the air flow meter.



Fig. 2.19 Photograph of the volumetric flow meter.

Table 2.4 Specification of the mass flow meter

Item	Air volumetric flow meter	Volumetric flow meter	Volumetric flow meter
Fluid	Air	Water	LiBr-water
Type	Difference Pressure	Electromagnetic	Electromagnetic
Diameter	80A	15A	10A
Flow rate	80 ~ 400 Nm ³ /h	0.19 ~ 6.3 m ³ /h	0.1 ~ 2.7 m ³ /h
Trans. Model	ADG-S-S	E-MAG-I	E-MAG-I
Temperature	AMB	100°C	230°C
Pressure	ATM	10 kgf/cm ² · G	10 kgf/cm ² · G
Power	AC 220V	AC 90 ~ 250V	AC 90 ~ 250V
Output	4 ~ 20mA	4 ~ 20mA	4 ~ 20mA

5. 판형열교환기

질량유량계 및 펌프의 사용온도는 100°C 미만이지만 농용액 및 희용액 입구온도는 100°C 이상이다. 따라서 측정 장비 및 실험장비에 무리를 가하지 않기 위해 용액의 온도를 100°C 미만으로 유지시켜야함으로 고온재생기로부터 고온의 농용액과 희용액을 판형열교환기를 이용하여 열교환시킴으로 질량유량계와 펌프에서 용액의 온도를 80°C 정도로 유지할 수 있도록 설계하였다. 본 연구에서 판형열교환기는 흡수식 시스템에 적용되어지는 열교환기로서 대향류로 설계하였으며, 사용된 판형열교환기의 모습을 Fig. 2.20에 나타냈으며, 자세한 사양은 Table 2.5와 같다.

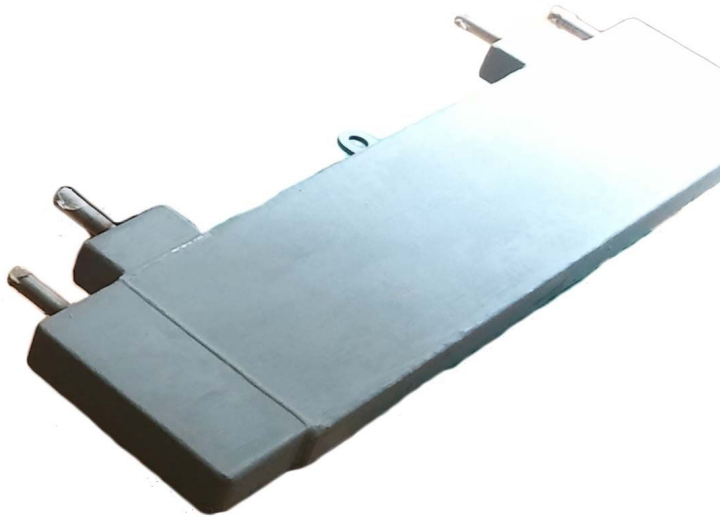


Fig. 2.20 Photograph of a plate heat exchanger.

Table 2.5 Specification of a plate heat exchanger

Item	Specification
Type	Chevron type
Chevron angle	60°
Plate Size(L×W)	280
Channel	10 EA
Corrugation depth	1.2 mm
Plate thickness	0.8 mm
Corrugation wave length	10 mm
Material	SUS 430

6. 파이프 히터

판형열교환기를 지나 고온 재생기 입구로 들어가는 회용액의 온도가 실험조건보다 낮기 때문에 회용액의 온도를 높이기 위해 판형열교환기와 고온재생기 입구 사이에 파이프 히터를 설치하였다. 또한 고온 재생기 입구로 들어가는 회용액의 온도를 정확하게 유지하기 위해 온도 조절장치에 의해 작동하는 자동 전력 조정기를 사용하여 파이프 히터의 열량을 조절하였다. 파이프 히터는 직접적으로 회용액에 열을 가하지는 않으며 회용액이 지나가는 배관에 열을 가하는 간접식 방식의 히터이다. 본 실험장치에 사용된 파이프 히터는 Fig. 2.21과 같고 자세한 사양은 Table 2.6에 나타내었다.



Fig. 2.21 Photograph of a pipe heater.

Table 2.6 Specification of a pipe heater

Item	Specification
Diameter of inside	35 mm
Length	50 mm
Number of heater	30 EA
Heat capacity	5 kW

7. 이중관 열교환기

고온재생기로부터 발생한 증기를 응축시켜 용액탱크로 보내기 위해 이중관식 열교환기를 사용하였으며, 내부와 외부관에는 각각 증기와 2차 유체인 냉각수가 흐른다. 또한 용액탱크의 회용액 온도를 약 80°C정도로 유지하기 위해 관형열교환기를 지난 약 90°C정도의 농용액을 2차 유체인 냉각수와 열교환시켜 농용액의 온도를 감소시키기 위해 이중관식 열교환기를 사용하였다. 내부와 외부관에는 각각 농용액과 2차 유체인 냉각수가 흐른다. 본 실험장치에서 사용된 이중관식 열교환기는 Fig. 2.22와 같으며 자세한 사양은 Table 2.7에 나타내었다.

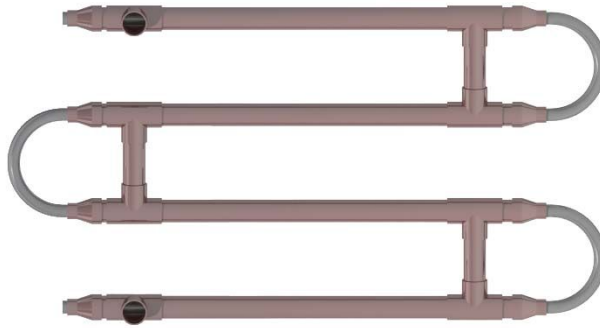


Fig. 2.22 Photograph of a double tube heat exchanger.

Table 2.7 Specification of a double tube heat exchanger

Item	Specification
Inside tube diameter	20 mm
Outside tube diameter	40 mm
Tube thickness	3 mm
Length	4 m
Material	SUS 304, Copper

8. 흡수액 펌프 및 냉각수 펌프

배기가스 고온재생기의 흡수액의 유량을 조절하기 위해 Fig 2.23과 같은 인버터 흡수액 펌프를 사용하였으며, 인버터 흡수액 펌프는 용액탱크 출구에 설치하였다. 또한 이중관식 열교환기를 통해 증기를 응축시키고 농용액의 온도를 감소시키고 사용된 2차 유체의 유량을 조절하기 위해 Fig. 2.24와 같은 인버터 순환펌프를 사용하였으며, 이는 항온조와 이중관식 열교환기 사이에 설치하였다. 인버터 흡수액 펌프와 2차 유체인 냉각수 펌프의 자세한 사양은 Table 2.8에 나타내었다.



Fig. 2.23 Photograph of a solution pump.



Fig. 2.24 Photograph of a cooling water pump.

Table 2.8 Specification of the pump

Item	Solution-liquid pump	Cooling water pump
Fluid	LiBr-water	Antifreezing solution
Model	-	PH-600i
Max. Flow rate	2.4 m ³ /h	17.4 m ³ /h
Total head	15 m	11 m
Power	3-Phase 380 V	3-Phase 380 V

9. 인버터

흡수액 및 이차유체, 공기의 유량을 운전조건에 따라 제어하기 위해 펌프와 송풍기에 별도의 인버터를 연결하여 유량을 제어하였다. 본 연구에서 사용된 인버터는 Fig. 2.25와 같으며, 인버터의 자세한 사양은 Table 2.9와 같다.



Fig. 2.25 Photograph of the inverter.

Table 2.9 Specification of the inverter

Item	Specification
Model number	SV-FP5
Max Applicable Motor Output	0.4-22KW, 50/60 Hz
Input	3-Phase 380 ~ 400V
Output	3-Phase 0.1~400Hz

10. 진공펌프

흡수식 냉·온수기는 진공상태에서 운전됨에 따라 배기가스 고온재생기 내부 또한 진공상태에서 운전되어야 한다. 따라서 배기가스 고온재생기의 내부를 진공상태로 유지하기 위해 진공펌프를 사용하였다. Fig 2.26은 본 실험에서 사용한 진공펌프이며, 자세한 사양은 Table 2.10에 나타내었다.



Fig. 2.26 Photograph of the vacuum pump.

Table 2.10 Specification of the vacuum pump

Item	Specification
Model	EHP-100
Displacement	6 m ³ /h
Ultimate vacuum	5×10 ⁻⁴ Torr
Power	0.4 kW

11. 유량제어 밸브

배기가스 고온재생기 실험장치에서 흡수액의 유로 및 유량을 조절하고 고온재생기 내의 증기가 응축되는 양을 조절하여 고온재생기 내의 압력을 유지시키기 위해 Fig 2.27과 같은 유량제어 밸브를 사용하여 제어하였다. 유량제어 밸브는 질량유량계와 체적유량계에 흐르는 흡수액의 양을 조절하기 위해 분지관에서 질량유량계 사이에 설치하였으며, 또한 농용액과 희용액을 열교환시키는 판형열교환기 내의 흡수액 유량을 조절하기 위해 판형열교환기 입·출구에 각각 설치하였다. 그리고 고온재생기 내의 압력을 증기로 조절하기 위해 응축기 입구에 증기 유량밸브를 설치하였다.



Fig. 2.27 Photograph of the valve.

12. 자료수집 및 처리 프로그램

배기가스 구동 고온재생기의 성능특성에 대한 실험을 하기 위해 실험장치의 중요 위치에 설치한 열전대, 압력계, 질량유량계, 체적유량계 등에서 측정된 데이터에 대한 전류신호를 감지하고 이를 컴퓨터로 전송하기 위해 데이터로거(Data logger - Yokogawa MX100)를 사용하였다. 컴퓨터로 전송된 전류신호는 MX100 standard 프로그램을 통하여 데이터 값으로 변환 시킬 수 있으며, 이는 마이크로소프트 엑셀 파일 형태로 저장되도록 하였다. 본 실험에서 사용된 Data logger는 Fig. 2.28과 같고, Data logger의 사양을 Table 2.11에 나타내었다.



Fig. 2.28 Photograph of the MX100.

Table 2.11 Specification of the data logger

Item	Specification
Manufacturer	Yokogawa
Model	MX100
Measurement interval	500ms
Input voltage	AC 100~240V
Max voltage	70VA

제 4 절 배기가스 고온재생기의 실험조건

배기가스의 물성치는 고온재생기로 투입되는 공기 및 연료(LNG)의 연소 반응 분석을 통해 Fig. 2.29와 같이 연소반응순서도를 통해 계산할 수 있다. 최종적으로 배기가스의 성분을 알기 위해서는 연소반응에 이용되는 각각의 반응물에 대한 화학적 분석을 수행하고 이를 이용하여 최종 생성물에 대한 조성을 파악해야 한다. 이 후 생성물에 대해 필요한 물성치는 REFPROP의 상태 방정식을 이용하여 필요한 물성치(밀도, 엔탈피 등)를 계산하였다.

일반적으로 열병합 발전 및 기타 고온의 배기가스의 온도는 500°C가 넘는 것으로 알려져 있다. 정확한 실험을 위해서는 실제 배기가스를 활용하여 동일한 조건으로 실험을 실시하는 것이 정확하나 일반적인 실험실에서 이와 같은 고온의 배기가스를 만들어 동일하게 제공하는 것은 매우 어려운 일이며 실험의 정확도가 낮아져 신뢰성이 감소된다. 따라서 본 연구에서는 이를 대체할 수 있고 제어가 가능한 공기를 실험에 필요한 열원으로 사용하였다. 그러나 공기를 열원으로 일정한 고온의 공기를 시스템에 제공하기 위해서 앞에 제시한 것과 동일한 실제 운전조건인 500°C의 온도를 유지하고 제어하는 것은 실제 불가능하다. 따라서 주어진 조건에서 공기의 풍량과 온도가 제어가 가능한 범위로 선정하고 이를 배기가스 대신 사용하기 위해 500°C에 해당하는 배기가스의 입구 온도와 풍량을 Pr Number와 Re Number의 200°C 공기와 상사를 통하여 실험에 필요한 배기가스 입구의 공기의 온도와 풍량을 결정하였다. 이 때 사용된 Pr Number와 Re Number는 다음과 같다.

$$Pr = \frac{\text{Viscosity} \times \text{Specific heat}}{\text{Thermal conductivity}} = \frac{\nu C_p}{k} \quad (2-6)$$

$$Re = \frac{\text{Density} \times \text{Velocity} \times \text{Tube diameter}}{\text{Viscosity}} = \frac{\rho v D}{\nu} \quad (2-7)$$

$$Pr_{Ex} = Pr_a, Re_{ex} = Re_a \quad (2-8)$$

$$\frac{\nu_{ex} Cp_{ex}}{k_{ex}} = \frac{\nu_a Cp_a}{k_a}, \frac{\rho_{ex} \nu_{ex} D}{\nu_{ex}} = \frac{\rho_a \nu_a D}{\nu_a} \quad (2-9)$$

우선 500°C의 배기가스의 Pr Number와 Re Number를 계산하기 위해서는 배기가스의 물성치를 알아야 한다. 500°C의 배기가스 주성분의 각각의 몰분율은 열병합발전예 주로 사용되는 LNG를 20% 과잉 공기량의 공연비로 계산하였으며 이때 배기가스의 주요성분은 메탄, 에탄, 프로판, 부탄이며 이를 나타내면 표 1과 같다. 배기가스 주성분의 물성치와 몰분율을 통하여 필요한 물성치를 계산하였으며, 여기서 설계된 배기가스 각각의 주성분의 물성치는 EES Program을 통하여 구하였다.

그리고 공기의 주성분은 질소 78%, 산소 21%, 아르곤 1%로 가정하였으며, 그 외 기체의 비율은 매우 적은 양임으로 공기의 물성치를 계산할 때 이를 무시하였다. 배기가스는 20%의 과잉공기량과 LNG가 완전연소를 했다고 가정하였으며 LNG와 공기의 완전연소로 인한 배기가스에 주성분은 이산화탄소, 물, 질소, 아르곤, 산소이고, Table 2.12에서 계산한 공연비와 배기가스의 성분을 통하여 배기가스의 몰분율을 구하였다. 이러한 가정에 따른 배기가스 각각의 성분에 대한 몰분율을 나타내면 Table 2.13과 같다. 배기가스의 물성치는 배기가스 주요성분의 물성치를 몰분율에 따라 곱하여 더한 값으로 이를 통하여 얻은 정압비열, 점도, 열전도는 아래 Table 2.14와 같다.

이러한 계산을 통하여 얻어진 Pr Number와 Re Number를 상사를 통하여 500°C의 배기가스 대신 공기를 사용했을 때의 배기가스 구동 고온재생기의 공기의 입구 온도는 200°C로 상사하였으며, 이때 공기의 풍량은 0.3184 m³/s으로 계산되었다. 실제 제품의 크기로 실험을 하기 위해서는 많은 어려움이 존재함으로 본 연구에서

는 Lab. scale의 배기가스에 대하여 실험을 실시하였으며 200°C의 공기를 이용한 Lab. scale의 배기가스 구동 고온재생기를 실험하기 위해 Re Number를 상사를 통하여 공기측 풍량을 구하였다. 이를 통해 구해진 공기측 풍량은 0.07045 m³/s이며, 이때 축소된 크기에 맞는 흡수액의 질량유량은 0.3079 kg/s으로 계산되었다. Lab. scale 배기가스용 고온재생기의 기본 운전조건 및 배기가용 고온재생기의 입·출구의 자세한 물성치는 Fig 3.30에 나타내었다. Lab. scale 배기가스 구동 고온재생기의 공기 입구 상태량은 배기가스의 Re number와 Pr number의 상사를 통하여 결정하였으며, 흡수액의 입구 상태량은 동일하다.

또한 다양한 운전조건에서 성능 특성을 파악하기 위해 공기 입구 온도 10°C, 공기 질량유량 10%, 흡수액 입구온도 10°C, 흡수액 질량유량 10%, 농도 1%씩 각각 변화 시켜가면서 성능을 예측하였으며 성능실험에 대한 자세한 운전조건은 Table 2.15에 나타내었다.

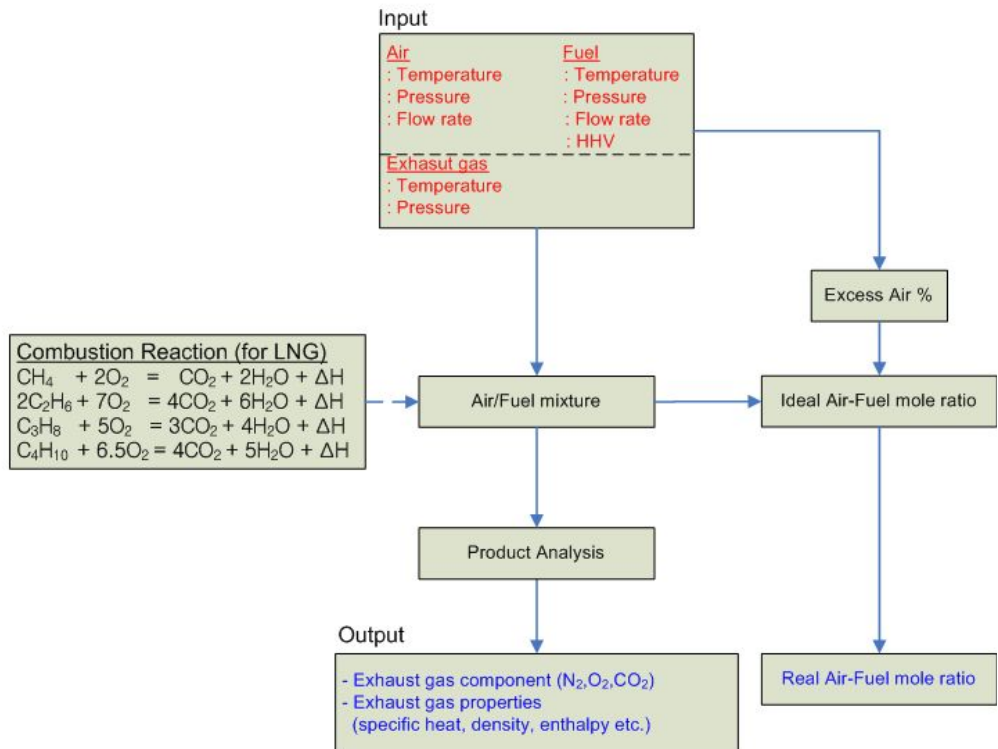


Fig. 2.29 Diagram of the LNG combustion reaction

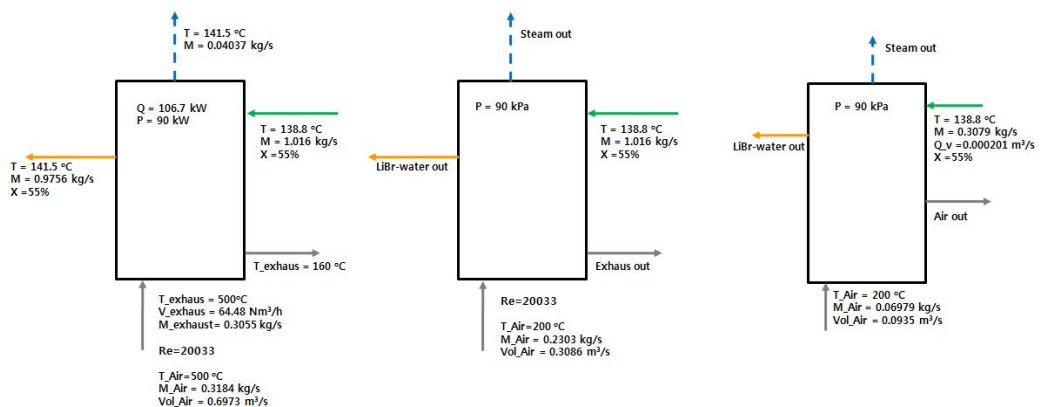


Fig. 2.30 The comparison of operating condition between original and Lab. scale high-temperature generator.

Table 2.12 Air fuel ratio (LNG)

LNG ingredient	Chemical formula	Air-fuel ratio			
		Complete	20% excess air	Mole friction	
				Complete	20% excess air
메탄	CH ₄	17.20	20.64	15.71	18.85
에탄	C ₂ H ₆	16.06	19.27	0.86	1.04
프로판	C ₃ H ₈	15.64	18.77	0.33	0.40
부탄	C ₄ H ₁₀	15.25	18.30	0.14	0.17
Air-fuel ratio				17.04	20.46

Table 2.13 Mole fraction of the LNG combustion exhaust gas

Exhaust gas ingredient	Molar fraction
CO ₂	0.118685215
H ₂ O	0.094656118
N ₂	0.743755605
Ar	0.009534014
O ₂	0.033369049
Total	1

Table 2.14 Property of the LNG combustion exhaust gas

Exhaust gas ingredient	Molar fraction	Property		
		Cp	Viscosity	k
Ar	0.0095	0.00496	4.04e-07	0.0003165
CO ₂	0.1186	0.13720	4.05e-06	0.0062820
H ₂ O	0.0946	0.20228	2.69e-06	0.0063135
O ₂	0.0333	0.03497	1.37e-06	0.0020515
N ₂	0.7437	0.833006	2.567e-05	0.0398504
Total	1	1.212419	3.419e-05	0.0548140

Table 2.15 Operating conditions

Condition		Value
Air	Inlet Temperature (°C)	170, 180, 190, 200* , 210
	mass flow rate (kg/s)	0.0564 , 0.0634, 0.0705* , 0.0775, 0.0845
Solution	Inlet Temperature(°C)	134.8, 136.8, 138.8* , 140.8, 142.8
	Mass flow rate (kg/s)	0.2463, 0.2771, 0.3079* , 0.3387, 0.3695
	Concentration (%) / Pressure (kPa)	53 / 110, 54 / 100, 55 / 90* , 56 / 88

Basic condition*

제 3 장 실험 결과 및 고찰

제 1 절 공기측 입구조건에 따른 성능 고찰

1. 공기측 질량유량비에 따른 성능 고찰

흡수식 냉·온수기의 성능은 배기가스용 고온재생기의 성능에 따라 매우 민감하게 변화하며 배기가스용 고온재생기의 성능은 배기가스 유량에 따라 큰 성능차이를 보이므로 흡수식 냉·온수기 시스템의 성능을 확보하고 안정된 제어를 위해서는 배기가스 제어 밸브를 이용한 원하는 배기가스 유량을 제어 하는 것이 요구된다. 따라서 고온재생기 입구의 배기가스 유량변화에 따라 배기가스 고온재생기의 성능을 파악하는 것은 매우 중요하다. 본 연구에서는 500°C의 배기가스 대신 200°C의 공기를 이용하여 배기가스 고온재생기의 성능특성을 고찰하였다.

Fig. 3.1은 공기측 질량유량비에 따른 고온재생기의 열용량을 흡수액 입구농도에 따라 비교하여 보여주고 있다. 모든 흡수액 입구농도 조건에서 공기측의 질량유량비가 증가함에 따라 고온재생기의 열용량은 증가하는 경향을 보였다. 이는 공기측의 질량유량비가 증가함에 따라 공기측이 가지는 열용량이 커지고, Re수가 증가하여 공기의 난류정도가 강해지므로 고온재생기에서 열전달 효율이 높아졌기 때문이다. 또한 고온재생기의 흡수액 입구농도가 높을수록 고온재생기의 열용량이 증가함을 보였다. 이는 동일한 흡수액 입구온도에서 농도가 높은 흡수액의 포화온도가 낮음으로 흡수액으로부터 증기로 분리되는 양이 증가하여 현열에 의한 열전달보다 잠열에 의한 열전달률이 크기 때문에 고온재생기의 열용량이 더 크게 나타났다. 하지만 공기측 질량유량비가 증가함에 따라 고온재생기의 열용량의 차이는 감소하는 것으로 나타났으며, 고온재생기의 흡수액 입구농도가 56%, 55%, 54%, 53%일 때 공기의 질량유량비가 80%에서 120%로 증가함에 따라 열용량은 각각 30%, 33%,

34%, 37% 정도 증가함을 보였다. 이는 고온재생기 공기측 질량유량비가 커짐에 따라 농도가 낮은 흡수액 또한 고온재생기 내부의 흡수액 온도가 증가하여 흡수액 으로부터 증기로 분리되는 양이 증가되고 농도가 높은 흡수액은 포화온도에 가까워지면서 흡수액으로부터 증기로 분리되는 양이 거의 일정해짐으로 고온재생기의 열용량 차이가 감소함을 확인하였다.

Fig. 3.2는 각각의 흡수액 입구농도 조건에서 공기의 질량유량비에 따른 흡수액 으로부터 증기로 분리되는 양을 비교하여 보여주고 있다. 고온재생기의 모든 흡수액 입구농도에서 공기의 질량유량비가 증가함에 따라 고온재생기 내부에서 흡수액 으로부터 분리되는 증기량은 증가하는 것으로 나타났다. 이는 고온재생기의 열용량이 증가함에 따라 고온재생기 내의 흡수액 온도가 증가하여 증기의 발생량이 증가하였기 때문이다. 고온재생기의 흡수액 입구농도가 56%, 53%일 때, 공기측의 질량유량비가 80%에서 120%로 증가함에 따라 고온재생기 내부에서 흡수액 으로부터 분리되는 증기량은 각각 18.5%, 15.9% 정도 증가하였다. 공기측 질량유량비가 증가함에 따라 고온재생기의 흡수액 입구농도가 높을 때 고온재생기 내부에서 흡수액 으로부터 분리되는 증기량은 증가하였지만, 공기측의 질량유량비가 증가함에 따라 고온재생기의 흡수액 입구농도가 높은 56%와 55%에서는 고온재생기 내부의 흡수액 으로부터 분리되는 증기량의 증가정도는 감소하며, 고온재생기의 흡수액 입구농도가 낮은 54%와 53%일 때는 고온재생기 내부의 흡수액 으로부터 분리되는 증기량의 증가정도는 증가하는 것으로 나타났다. 이는 고온재생기의 흡수액 입구농도에 따라 포화온도가 서로 다르기 때문이다. 고온재생기의 흡수액 입구농도가 높으면 포화온도가 낮고 고온재생기의 흡수액 입구농도가 낮으면 포화온도가 높기 때문에 고온재생기 내의 흡수액 으로서 전달되는 열전달량이 증가함에 따라 포화온도에 가까운 고온재생기의 입구 흡수액은 고온재생기 내부에서 흡수액 으로부터 분리되는 증기량의 증가정도는 감소하는 것으로 사료된다.

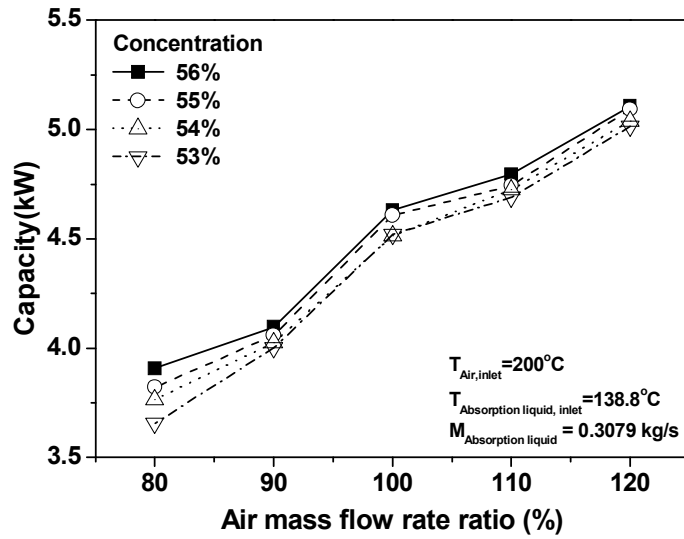


Fig. 3.1 Comparison of capacity with air mass flow rate ratio.

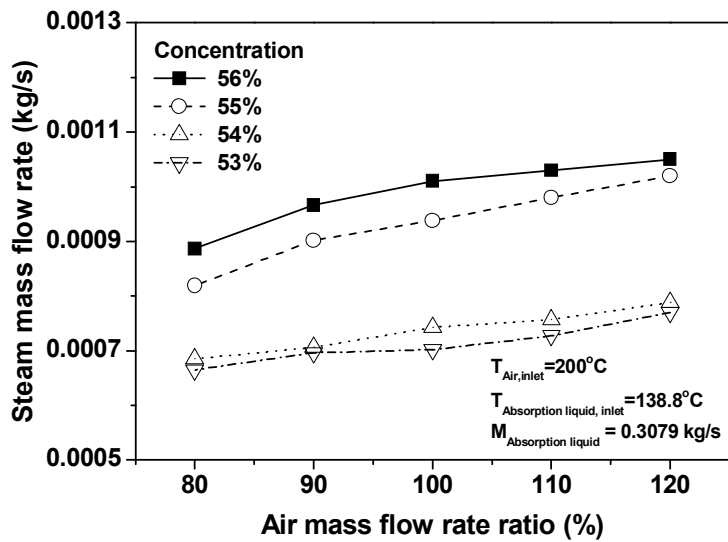


Fig. 3.2 Comparison of steam mass flow rate with air mass flow rate ratio.

Fig. 3.3은 공기측 질량유량비에 따른 고온재생기의 흡수액 출구온도를 흡수액 입구농도에 따라 비교하여 보여주고 있다. 고온재생기의 모든 흡수액 입구농도 조건에서 공기측 질량유량비가 증가함에 따라 고온재생기의 흡수액 출구온도는 증가하는 것으로 나타났다. 이는 고온재생기의 공기측 질량유량비가 증가함에 따라 공기측 열용량이 커짐으로 이에 고온재생기 출구온도가 공기측 질량유량비가 증가함에 따라 증가하는 경향을 보인다. 또한 고온재생기의 흡수액 입구농도가 낮을수록 고온재생기의 흡수액 출구온도는 증가하는 것으로 나타났다. 이는 고온재생기의 흡수액 입구농도가 높을수록 포화온도에 가까워짐에 따라 고온재생기 내부의 흡수액으로부터 분리되는 증기량이 증가함으로 현열에 의한 열전달량보다 잠열에 의한 열전달량이 크기 때문에 고온재생기의 흡수액 입구농도가 높을수록 고온재생기의 출구온도는 상대적으로 낮음을 알 수 있다. 고온재생기의 흡수액 입구농도가 56%, 53%에서 공기측 질량유량비가 80%에서 120%로 증가함에 따라 고온재생기의 흡수액 출구온도는 각각 약 1.2°C, 1.6°C 증가하였다.

Fig. 3.4는 고온재생기 각각의 흡수액 입구농도에 따라 고온재생기의 흡수액 입·출구 농도차를 공기측 질량유량비에 따라 비교하여 보여주고 있다. 공기측 질량유량비가 증가함에 따라 고온재생기의 흡수액 출구농도는 증가하는 것으로 나타났으며, 이는 고온재생기의 흡수액으로부터 분리되는 증기량과 거의 비슷한 경향성을 보였다. 흡수액의 농도는 LiBr-water의 혼합비로써 흡수액 전체질량에 대한 LiBr 질량의 백분율로 고온재생기의 흡수액 출구농도는 고온재생기의 흡수액으로부터 분리되어지는 증기량에 따라 결정된다. 따라서 공기측 질량유량비가 증가함에 따라 고온재생기 내부의 흡수액으로부터 분리되어지는 증기량이 증가함에 따라 흡수액의 농도 또한 증가한다.

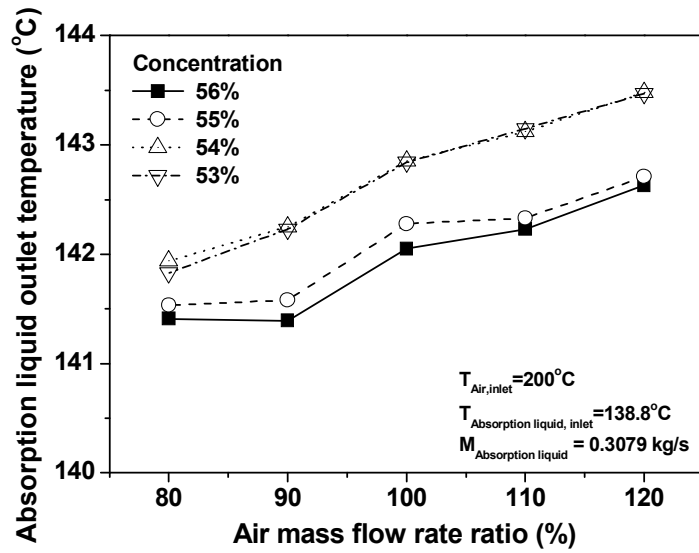


Fig. 3.3 Comparison of absorption liquid outlet temperature with air mass flow rate ratio.

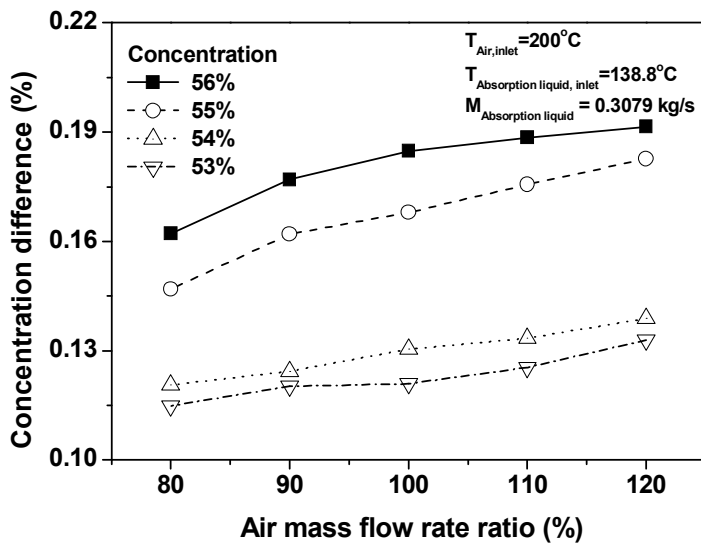


Fig. 3.4 Comparison of concentration difference with air mass flow rate ratio.

Fig. 3.5는 각각의 흡수액 입구농도에서 공기측 질량유량비에 따른 각각의 핀-관 열교환기 배열위치에서 측정된 공기측 온도를 비교하여 보여주고 있다. 공기측 질량유량이 증가함에 따라 공기측 출구온도는 증가하는 경향을 보이고 있다. 이는 공기측 질량유량이 증가함에 따라 공기가 가지는 열용량이 커지기 때문에 시스템 열용량은 증가하고 공기측 출구온도 또한 상승하게 된다. 공기측 질량유량이 100%, 고온재생기의 흡수액 입구농도 55%에서 핀-관 열교환기 배열이 입구에서부터 4번째 까지는 각각 17.7%, 5.8% 2.1%, 1.1% 정도 공기측 온도의 감소정도가 감소하지만 핀-관 열교환기 배열이 5번째부터 출구까지는 각각 약 1.5%, 3%로 공기측 온도의 감소정도가 증가하는 것으로 나타났다. 이는 고온재생기의 입구로부터 용액분배기의 분배 위치가 핀-관 열교환기의 5번째 열부터 희용액이 분배되기 때문에 고온재생기 내의 흡수액 온도가 상대적으로 낮으므로 공기측 온도의 감소정도가 상대적으로 증가하는 것으로 확인되었다.

Fig. 3.6은 각각의 흡수액 입구농도에서 공기측 압력강하를 공기측 질량유량비에 따라 비교하여 보여주고 있다. 고온재생기의 모든 흡수액 입구농도에서 공기측 질량유량비가 증가함에 따라 압력강하는 선형적으로 증가하는 경향을 보여주고 있다. 이는 공기측 질량유량이 증가함에 따라 핀-관 열교환기를 지나는 공기의 질량유속이 증가하기 때문이다. 공기측 질량유량이 80%에서 120%로 증가함에 따라 고온재생기의 모든 흡수액 입구농도에서 압력강하는 약 72 kPa 증가하였다. 그리고 각각의 흡수액 입구농도에서 공기측 압력강하 차이는 거의 비슷한 것으로 나타났다. 따라서 흡수액 입구농도가 공기측 압력강하에는 미치는 영향이 미미한 것으로 나타났다.

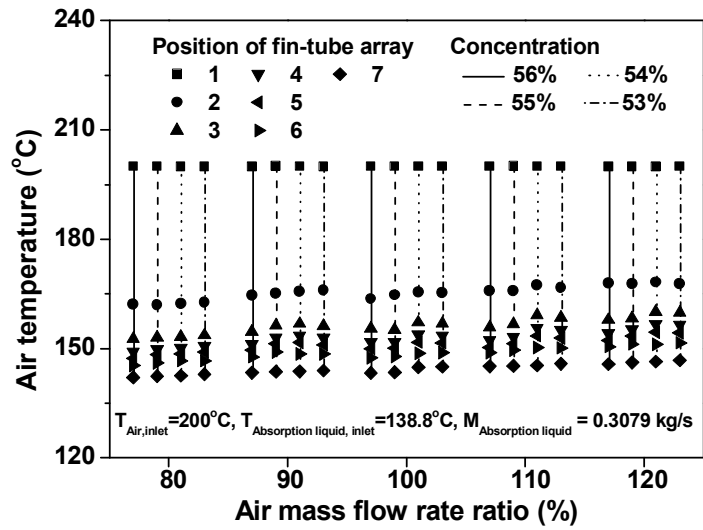


Fig. 3.5 Comparison of air temperature with air mass flow rate ratio.

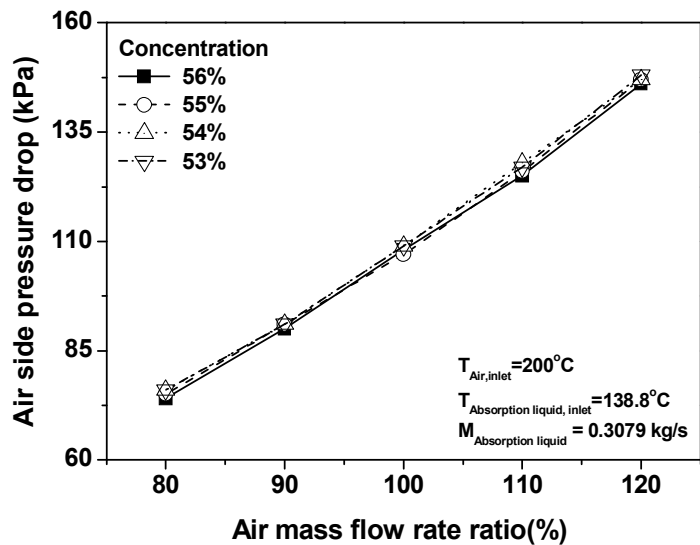


Fig. 3.6 Comparison of air side pressure drop with air mass flow rate ratio.

2. 공기측 입구온도에 따른 성능 고찰

열병합 발전을 통해 배출되는 배기가스의 출구온도는 평균 500°C 이상이지만 주위 환경 및 운전조건에 따라 배출되는 배기가스의 온도는 달라질 수 있다. 따라서 배기가스용 고온재생기의 배기가스 입구온도에 따라 성능특성을 분석하는 것은 흡수식 냉온수기 시스템의 일정 이상의 용량을 확보하고 높은 성능을 유지하기 위해 매우 중요하다.

Fig. 3.7은 공기측 입구온도에 따른 고온재생기의 열용량을 고온재생기의 입구농도에 따라 비교하여 보여주고 있다. 공기측 입구온도가 증가함에 따라 고온재생기의 모든 흡수액 입구농도에서 고온재생기의 열용량은 증가하는 것으로 나타났다. 이는 공기측의 입구온도가 증가함에 따라 고온재생기 흡수액 입구온도와 공기측 입구온도의 차가 커져 열전달 성능이 향상됨으로 고온재생기의 열용량이 커지는 것으로 확인되었다. 또한 공기측 입구온도에 따라 고온재생기의 흡수액 입구농도가 낮을수록 고온재생기의 열용량은 더 크게 증가하는 것으로 나타났다. 이는 고온재생기의 각각의 흡수액 입구농도에서 고온재생기 내부의 흡수액으로부터 분리되는 증기량이 서로 다르기 때문이다. 고온재생기의 흡수액 입구농도가 56%, 55%, 54%, 53% 일 때 공기측 온도가 170°C에서 210°C로 증가함에 따라 고온재생기의 열용량은 각각 140%, 160%, 220%, 224% 정도 증가하였다. 또한 공기측 입구온도가 170°일 때 고온재생기의 흡수액 입구농도가 53%에 비해 56%에서 고온재생기의 열용량은 약 34% 정도로 크게 차이가 나지만 공기측 입구온도가 210°C로 증가함에 따라 고온재생기의 열용량은 약 2.4% 정도로 고온재생기의 열용량 차이가 줄어들을 알 수 있다. 이는 공기측 입구온도가 증가함에 따라 농도가 높은 흡수액은 포화증기가 되어 현열에 대한 열전달률이 높지만 농도가 낮은 흡수액은 잠열에 의한 열전달률이 높기 때문인 것으로 판단된다.

Fig. 3.8은 고온재생기의 각각의 흡수액 입구농도에서 고온재생기의 내부의 흡수

액으로부터 발생하는 증기량을 공기측 입구온도에 따라 보여주고 있다. 공기측 입구온도가 증가할수록 고온재생기 내부의 흡수액으로부터 분리되어지는 증기량은 증가하며, 고온재생기의 흡수액 입구농도가 56%와 55%는 공기측 입구온도가 190°C, 고온재생기의 흡수액 입구농도가 54%와 53%는 공기측 입구온도가 200°C를 기준으로 그보다 낮은 공기측 온도에서는 공기측 입구온도가 증가할수록 고온재생기 내부의 흡수액으로부터 분리되어지는 증기량의 증가정도는 증가하지만, 그 이상의 공기측 입구온도에서는 고온재생기 내부의 흡수액으로부터 분리되어지는 증기량의 증가정도는 감소하는 것으로 나타났다. 이는 고온재생기의 흡수액 입구농도와 고온재생기 내의 압력에 따라 포화온도가 서로 다르기 때문에 농도가 높은 56%와 55%는 포화온도가 각각 142°C, 143°C이며, 농도가 낮은 54%와 53%는 약 144°C 정도이다. 고온재생기의 흡수액 입구농도가 높으면 포화온도가 낮고 고온재생기의 흡수액 입구농도가 낮으면 포화온도가 높기 때문에 고온재생기의 흡수액 입구 농도가 높은 56%와 55%는 공기측 입구온도가 190°C, 고온재생기의 흡수액 입구농도가 낮은 54%와 53%는 공기측 입구온도가 200°C에서 포화온도에 가까워지면서 고온재생기 내부의 흡수액으로부터 분리되어지는 증기량의 증가정도가 감소하기 시작하였다. 또한 공기측 입구온도가 170°C에서 고온재생기의 흡수액 입구농도가 54%와 53%로 낮을 때에는 고온재생기 내부의 흡수액으로부터 분리되어지는 증기량은 거의 발생하지 않는 것으로 나타났다. 하지만 실제 사이클에서는 500°C 이상의 고온 배기가스에 의하여 구동됨으로 더 많은 증기가 발생하여 시스템의 용량을 충분히 확보할 수 있을 것으로 판단된다.

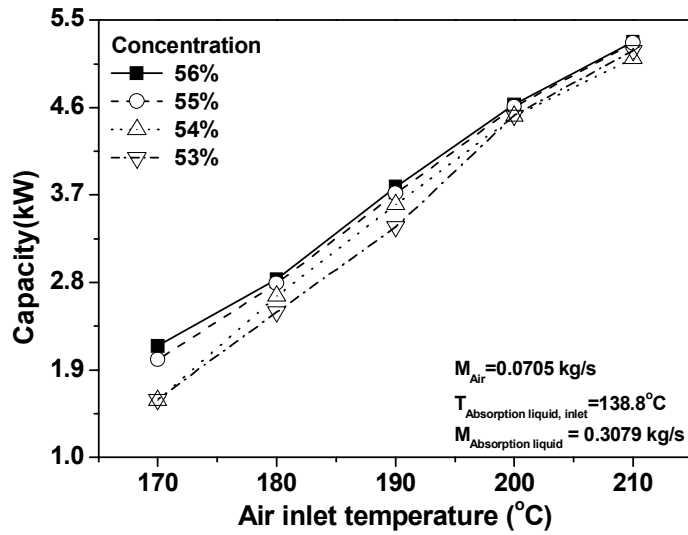


Fig. 3.7 Comparison of capacity with air inlet temperature.

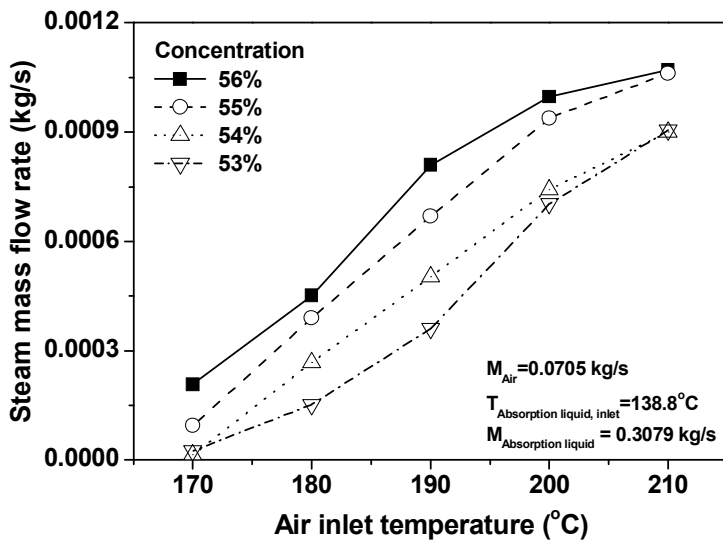


Fig. 3.8 Comparison of steam mass flow rate with air inlet temperature.

Fig. 3.9는 공기측 입구온도에 따라 고온재생기의 흡수액 출구온도를 흡수액 입구농도에 따라 비교하여 보여주고 있다. 공기측 입구온도가 증가함에 따라 고온재생기 흡수액 출구온도는 증가하는 경향을 보인다. 이는 공기의 온도가 증가함에 따라 고온재생기의 열용량이 증가함으로 많은 열전달에 의하여 고온재생기 흡수액 출구온도가 증가하기 때문이다. 하지만 고온재생기 흡수액 입구농도가 낮은 54%와 53%는 공기측 입구온도가 200°C에서 210°C로 증가함에 따라 흡수액 출구온도의 증가정도는 감소하는 경향을 보이고 있으며, 고온재생기의 흡수액 입구농도가 높은 56%와 55%는 공기측 입구온도가 190°C에서 200°C로 증가함에 따라 고온재생기 흡수액 출구온도의 증가정도가 커지는 것으로 나타났다. 이는 고온재생기의 흡수액 입구농도가 낮은 54%와 53%는 포화온도와 점점 가까워짐에 따라 고온재생기 내부의 흡수액으로부터 분리되는 증기량의 양이 증가하면서 잠열에 대한 열용량이 커지면서 고온재생기 흡수액 출구온도의 증가량이 감소하는 것으로 사료되며 반면, 고온재생기 흡수액 입구농도가 높은 56%와 55%는 공기측 입구온도조건이 210°C에서 고온재생기 내부의 흡수액 온도가 포화온도에 도달하면서 현열에 의한 잠열이 증가함에 따라 고온재생기의 흡수액 출구온도가 상승한 것으로 판단되어진다. 또한 공기측 온도조건이 170°C에서 고온재생기의 흡수액 입구농도가 낮은 54%와 53%의 고온재생기 내부의 흡수액으로부터 분리되어지는 증기량이 Fig. 3.8에서 볼 수 있듯이 거의 0 kg/s에 가까움을 확인할 수 있었다.

Fig. 3.10은 고온재생기 각각의 흡수액 입구농도에서 고온재생기의 흡수액 입·출구 농도차를 공기측 입구온도에 따라 비교하여 보여주고 있다. 공기측 입구온도가 증가함에 따라 고온재생기의 흡수액 출구농도는 증가하여 입·출구의 농도차가 증가하는 것으로 나타났으며, 고온재생기의 각각의 흡수액 입구 농도에 따라 고온재생기의 흡수액 출구농도의 증가정도는 고온재생기의 흡수액으로부터 분리되는 증기량과 밀접한 연관이 있으며, 각 흡수액 농도별 입·출구의 농도차이는 거의 비슷한 경향성을 보임을 알 수 있었다.

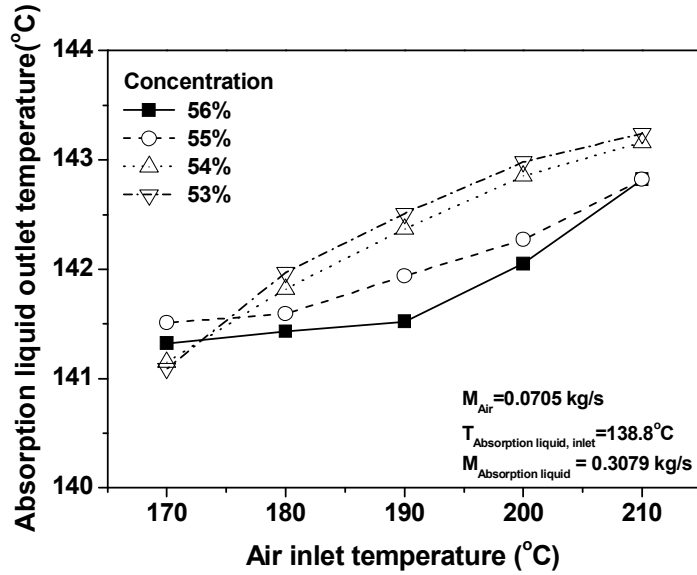


Fig. 3.9 Comparison of absorption liquid outlet temperature with air inlet temperature.

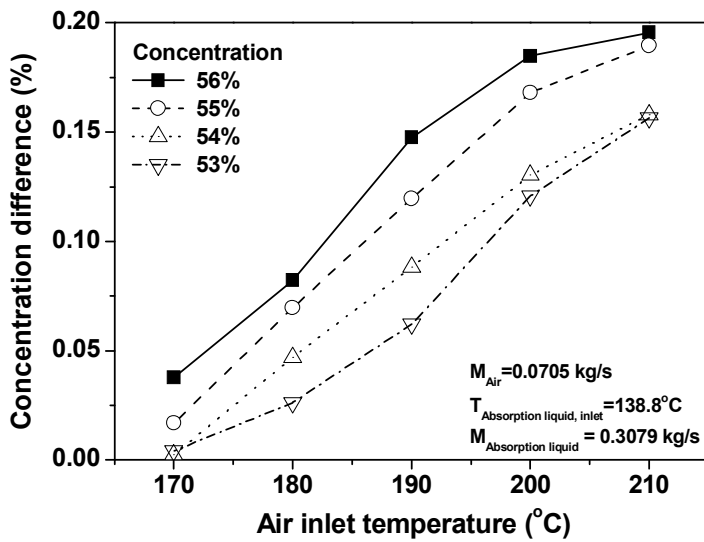


Fig. 3.10 Comparison of concentration difference with air inlet temperature.

Fig. 3.11은 각각의 흡수액 입구농도에서 공기측 입구온도에 따른 각각의 핀-관 열교환기 배열위치에서 공기측 온도를 비교하여 보여주고 있다. 공기측 입구온도가 증가함에 따라 각각의 핀-관 열교환기 배열위치에서 공기온도는 선형적으로 비례하여 상승하는 것을 볼 수 있다. 이는 공기측 입구온도가 증가함에 따라 공기가 가지는 열용량이 커지기 때문에 시스템 열용량은 증가하고 각각의 핀-관 열교환기 배열위치에서 공기측 온도 또한 증가하기 때문이다. 흡수액 입구농도가 55%에서 공기측 입구온도가 증가함에 따라 공기가 고온재생기 입구에서 두 번째 핀-관 열교환기를 지날 때 공기측 온도는 각각 8.9%, 12.3%, 15.7%, 17.7%, 21%로 크게 감소하는 것으로 나타났지만, 공기측 입구온도가 증가함에 따라 각각의 핀-관 열교환기 배열위치에서의 공기온도는 더 높은 것으로 나타났다. 이는 공기측 입구온도가 증가함에 따라 흡수액과 공기의 온도 차이가 증가함으로 각각의 핀-관 열교환기 배열위치에서의 공기측 온도의 감소정도는 다르게 나타났지만, 각각의 핀-관 열교환기의 공기온도는 공기측 입구온도에 비례하기 때문이다.

Fig. 3.12는 각각의 흡수액 입구농도에서 공기측 압력강하를 공기측 입구온도에 따라 비교하여 보여주고 있다. 고온재생기의 모든 흡수액 입구농도에서 공기측 입구온도가 증가함에 따라 압력강하는 약 107 kPa로 거의 일정하게 나타났다. 공기측 압력강하는 질량유속에 의해서 크게 변화하기 때문에 공기측 온도에 의한 영향은 상대적으로 미미한 것으로 판단된다.

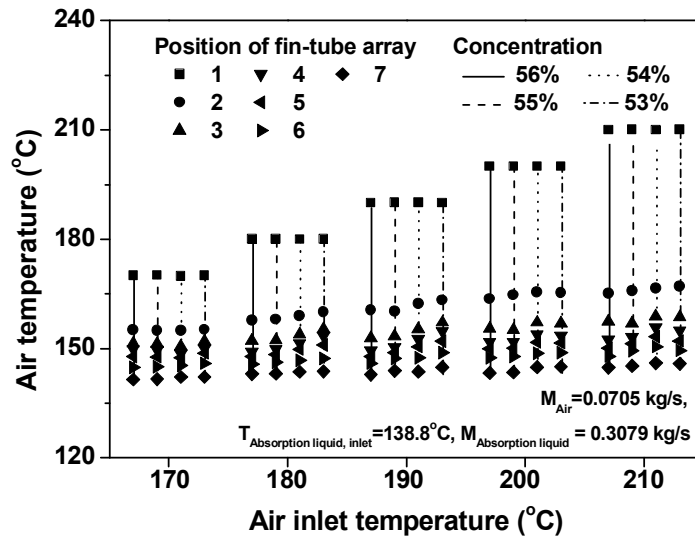


Fig. 3.11 Comparison of air temperature with air inlet temperature.

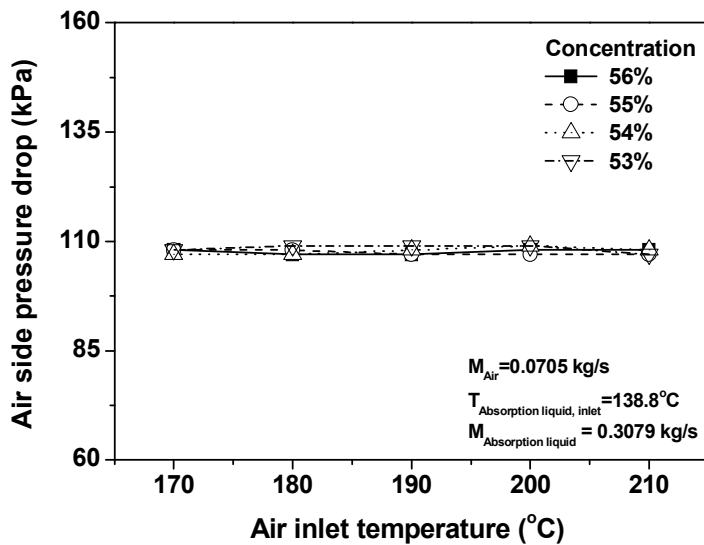


Fig. 3.12 Comparison of air side pressure drop with air inlet temperature.

제 2 절 흡수액 입구조건에 따른 성능 고찰

1. 흡수액 질량유량비에 따른 성능 고찰

배기가스용 고온재생기의 성능에 영향을 미치는 여러 가지 요인 중에 흡수액의 질량유량은 고온재생기의 열용량 뿐만 아니라 고온재생기의 흡수액으로부터 분리되어지는 증기의 양에 직접적인 영향을 미침으로 흡수액 질량유량에 따라 고온재생기의 성능을 파악하는 것은 매우 중요하다. 따라서 본 연구에서는 배기가스 대신 공기열원을 이용하여 흡수액 질량유량인 0.3079 kg/s를 기준으로 각각의 흡수액 질량유량비에 따른 고온재생기의 성능특성에 대해 연구하였다.

Fig. 3.13은 흡수액 질량유량비에 따른 고온재생기의 열용량을 흡수액 입구농도에 따라 비교하여 보여주고 있다. 고온재생기의 모든 흡수액 입구농도에서 흡수액 측 질량유량비가 증가함에 따라 고온재생기의 열용량은 증가하는 경향을 보여주고 있다. 이는 고온재생기 내의 흡수액의 질량유량비가 증가함에 따라 고온재생기 내부의 흡수액의 질량유량이 증가하고 Re수가 증가함에 따라 열전달률이 증가하여 고온재생기의 열용량이 증가하는 경향을 보인 것으로 사료된다. 고온재생기의 열용량은 고온재생기의 흡수액 입구농도가 높을수록 증가함을 보였으며, 흡수액 측 질량유량비가 100%를 기준으로 흡수액 측 질량유량비가 80%에서 120%로 변화함에 따라 고온재생기의 열용량은 고온재생기의 흡수액 입구농도가 56%, 55%, 54%, 53%일 때 각각 3.6%, 4.47%, 5.6%, 5.7% 정도 증가하였으며 고온재생기의 열용량의 변화가 거의 유사한 경향을 보임을 확인할 수 있다. 이는 고온재생기의 동일한 흡수액 입구농도 조건에서 농도가 높은 흡수액의 포화온도가 낮음으로 흡수액으로부터 증기로 분리되는 양이 증가하여 현열에 의한 열전달보다 잠열에 의한 열전달률이 크기 때문이다. 따라서 고온재생기의 흡수액 입구농도가 높을수록 고온재생기의 열용량이 더 크게 나타났다. 흡수액의 질량유량비가 80%일 때는 고온재생

기의 흡수액 입구농도가 증가함에 따라 고온재생기 내부의 흡수액이 과열되어 과열영역에 존재하고 흡수액의 질량유량비가 120%일 때는 고온재생기 내부의 흡수액의 온도가 포화온도와 차이가 크지만 흡수액의 질량유량비가 증가함에 따라 증기의 발생량 또한 증가하여 고온재생기의 열용량이 상대적으로 크게 변화하지 않은 것으로 판단된다.

각각의 흡수액 농도에서 흡수액 질량유량비에 따른 고온재생기 내부의 흡수액으로부터 분리되는 증기량을 Fig. 3.14에서 비교하여 보여주고 있다. 고온재생기의 모든 흡수액 입구농도 조건에서 흡수액 질량유량이 증가함에 따라 고온재생기 내부의 흡수액으로부터 분리되는 증기량은 증가하는 경향을 보이고 있으며 고온재생기 내부의 흡수액으로부터 분리되는 증기량의 증가정도는 감소하는 경향을 보인다. 이는 흡수액 질량유량비가 증가함에 따라 고온재생기 내부의 흡수액으로부터 분리되어지는 증기량 또한 증가하여 고온재생기 내부의 흡수액으로부터 분리되어지는 증기량이 증가하였기 때문이다. 하지만 고온재생기의 흡수액측 질량유량이 증가함에 따라 고온재생기 내의 흡수액의 온도가 감소함으로 각각의 고온재생기의 흡수액 입구농도에서 포화온도와 온도차이가 커짐에 따라 증기발생량 또한 감소하는 경향을 보인다. 또한 고온재생기의 흡수액 입구농도가 클수록 고온재생기 내부의 흡수액으로부터 분리되어지는 증기량의 증가정도 또한 크게 감소한다. 흡수액측 질량유량비가 110%에서 120%로 증가함에 따라 고온재생기의 흡수액 입구농도가 56%, 55%, 54%, 53%일 때 고온재생기 내부의 흡수액으로부터 분리되어지는 증기량은 각각 0.9% 1.8%, 4.4%, 7.5% 정도 증가 하는 것으로 나타났다.

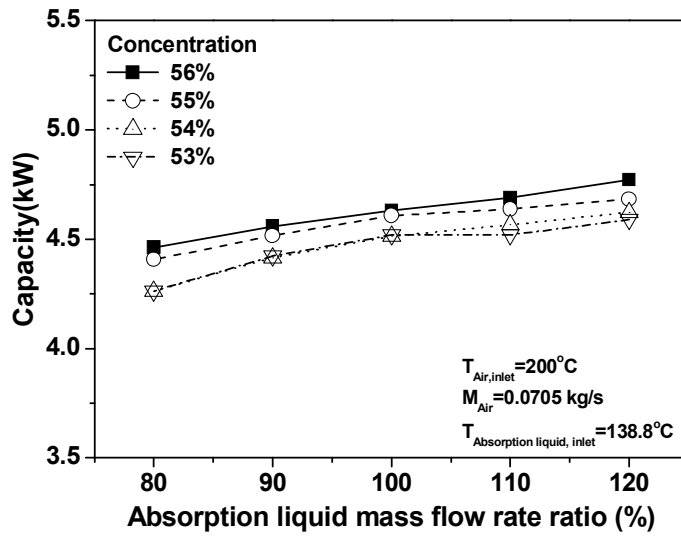


Fig. 3.13 Comparison of capacity with absorption liquid mass flow rate ratio.

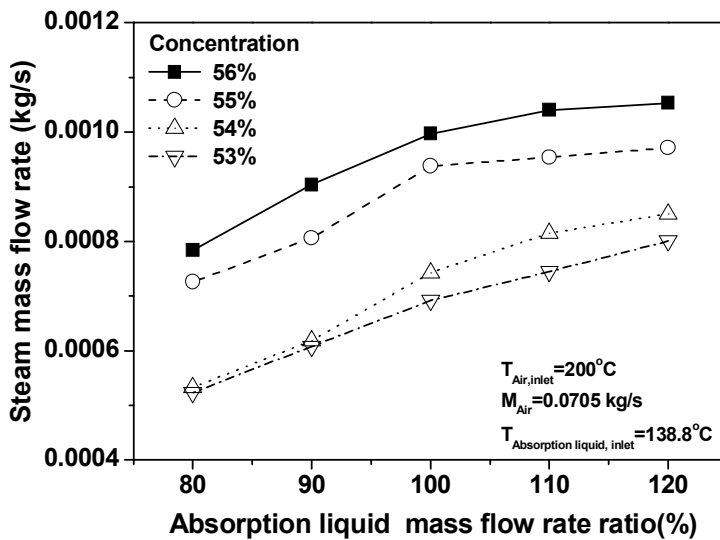


Fig. 3.14 Comparison of steam mass flow rate with absorption liquid mass flow rate ratio.

Fig. 3.15는 흡수액 질량유량비가 증가함에 따라 고온재생기의 흡수액 출구온도를 고온재생기의 흡수액 입구농도 조건에서 비교하여 보여주고 있다. 흡수액 질량유량비가 증가함에 따라 고온재생기의 흡수액 출구온도는 감소하는 경향을 보이고 있으며, 흡수액측 질량유량비가 증가함에 따라 고온재생기의 흡수액 출구온도의 감소정도는 감소하는 것으로 나타났다. 고온재생기의 흡수액 입구농도가 56%일 때 흡수액측 질량유량비가 80%에서 120%까지 10%씩 증가함에 따라 각각 0.89°C, 0.65°C, 0.37°C, 0.18°C 정도 감소하였으며 흡수액 질량유량비가 증가할수록 흡수액 출구온도의 감소정도는 줄어드는 것으로 나타났다. 이는 흡수액측 질량유량비가 작을 때는 고온재생기 내부의 흡수액은 포화온도를 넘은 과열상태로서 재생기 내부의 흡수액 및 증기가 현열의 열전달이 커짐에 따라 고온재생기 흡수액 출구온도가 높은 것으로 판단되어진다. 흡수액측 질량유량비가 증가함에 따라 고온재생기 내부의 흡수액 온도가 포화온도를 기준으로 낮아지기 때문에 잠열에 의한 열전달이 커므로 고온재생기의 흡수액 출구온도는 점점 감소하는 것으로 나타났다. 그리고 흡수액측 질량유량비가 110%에서 120%로 증가함에 따라 고온재생기의 흡수액 입구농도가 56%, 55%, 54%, 53%일 때 고온재생기의 흡수액 출구온도의 감소정도는 각각 0.18°C, 0.26°C, 0.33°C, 0.39°C로 고온재생기의 흡수액 입구농도가 낮을수록 고온재생기의 흡수액 출구온도가 더 크게 감소함을 확인할 수 있었다. 이는 고온재생기의 흡수액 입구농도가 낮을수록 포화온도가 높음으로 인해 잠열에 대한 열전달량이 크지 않기 때문에 고온재생기의 흡수액 출구온도가 더 크게 감소하는 것으로 사료된다.

Fig. 3.16은 고온재생기의 각각 흡수액 입구농도에 따라 흡수액 질량유량비 변화에 따른 고온재생기의 흡수액 입·출구 농도차를 비교하여 보여주고 있다. 일반적으로 고온재생기 내부의 흡수액으로부터 분리되어지는 증기량이 증가함에 따라 고온재생기의 흡수액 출구농도는 증가하며, 고온재생기 내부의 흡수액으로부터 분리되어지는 증기량의 변화와 그 경향성이 매우 유사하다. 하지만 흡수액측 질량유량비

가 증가함에 따라 고온재생기의 흡수액 입·출구 농도차는 감소하는 경향을 보이며 고온재생기 내부의 흡수액으로부터 분리되는 증기량은 증가하는 경향을 보이고 있다. 이는 고온재생기 흡수액 출구온도가 포화온도에 해당하는 흡수액 질량유량비까지는 고온재생기 내의 흡수액은 포화상태이기 때문이다. 따라서 흡수액측 질량유량비가 증가함에 따라 고온재생기 내부의 흡수액이 포화온도까지는 고온재생기의 출구농도가 거의 일정한 반면 포화온도 이하에서는 고온재생기 내부의 흡수액이 포화온도 보다 낮기 때문에 흡수액의 질량유량에 비해 고온재생기 내부의 흡수액으로부터 분리되어지는 증기의 양은 상대적으로 작아지고 이에 고온재생기 입·출구 농도차이는 감소하게 된다.

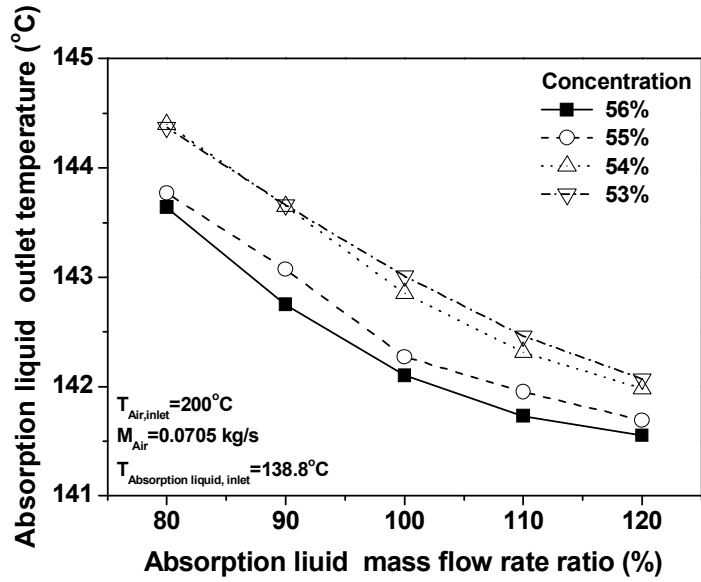


Fig. 3.15 Comparison of absorption liquid outlet temperature with absorption liquid mass flow rate ratio.

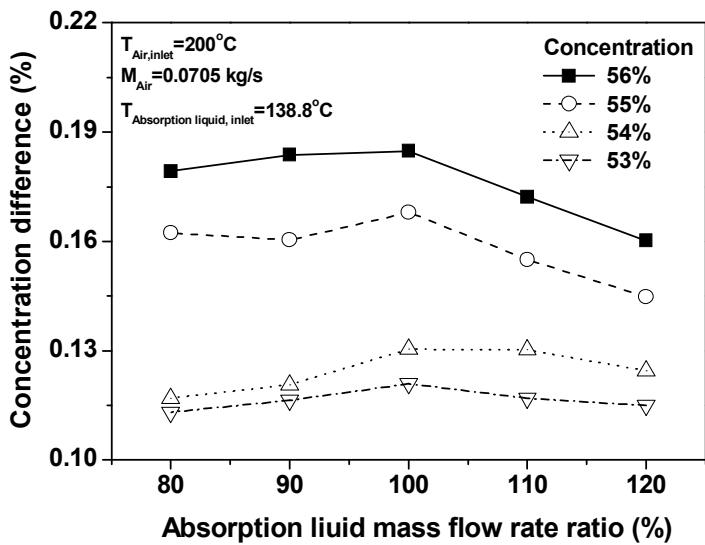


Fig. 3.16 Comparison of concentration difference with absorption liquid mass flow rate ratio.

Fig. 3.17은 각각의 흡수액 입구농도 조건에서 고온재생기의 흡수액 질량유량비에 따른 각각의 핀-관 열교환기 배열위치에서 공기측 온도를 비교하여 보여주고 있다. 고온재생기의 흡수액 질량유량비가 증가함에 따라 공기측 출구온도는 감소하는 경향을 보인다. 이는 고온재생기 흡수액 질량유량비가 증가함에 따라 흡수액이 가지는 열용량이 더 커지기 때문이다. 고온재생기 흡수액 질량유량비가 80%에서 120%로 증가함에 따라 공기측 출구온도는 약 2~2.5% 감소하였다. 그리고 공기의 온도는 첫 번째부터 4번째 핀-관 열교환기 배열위치까지는 온도차의 감소정도가 감소하지만 5번째부터는 감소정도가 약 0.5%씩 증가하는 것으로 나타났다. 이는 회용액 분배기에서 핀-관 열교환기 배열위치 5번째 부분에서부터 회용액이 분기되기 때문이다.

Fig. 3.18은 각각의 흡수액 입구농도 조건에서 고온재생기의 흡수액 질량유량비에 따른 공기측 압력강하량을 비교하여 보여주고 있다. 흡수액측 질량유량이 증가함에 따라 공기측 압력강하량은 앞에서 언급했던 것과 비슷하게 107 kPa로 일정한 것으로 나타났다. 그러나 흡수액의 질량유량비가 낮을 경우 그 차이가 질량유량비가 큰 영역에 비하여 크게 나타나는 것으로 확인되었다.

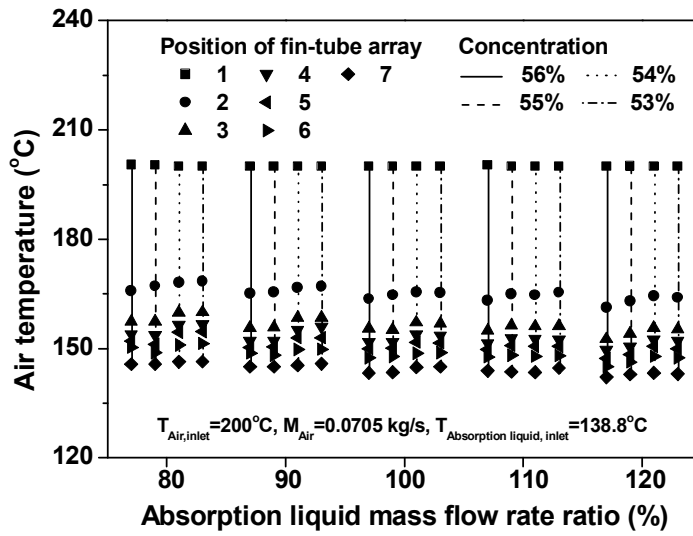


Fig. 3.17 Comparison of air temperature with absorption liquid mass flow rate ratio.

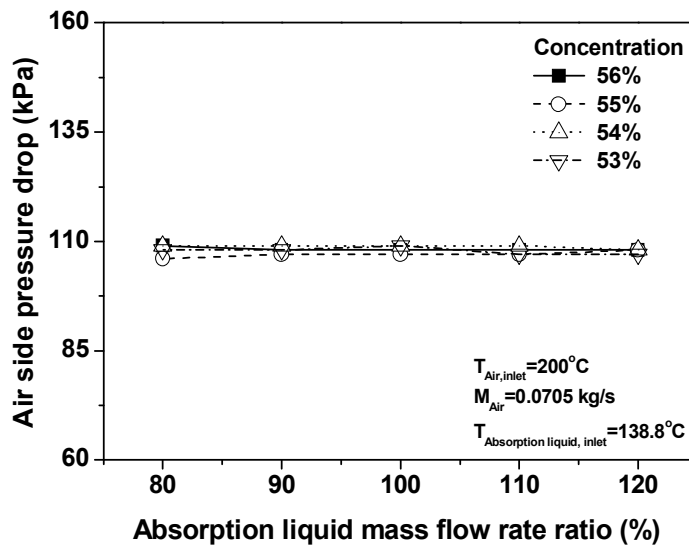


Fig. 3.18 Comparison of air side pressure drop with absorption liquid mass flow rate ratio.

2. 흡수액 입구온도에 따른 성능 고찰

배기가스용 고온재생기의 흡수액 입구온도는 배기가스용 고온재생기의 성능에 영향을 미치는 여러 가지 요인 중에 하나이다. 배기가스용 고온재생기의 흡수액 입구온도는 흡수식 냉온수기의 사이클에 따라 조건이 크게 달라짐으로 인해 고온재생기 흡수액 입구온도에 따라 성능특성을 파악하는 것은 매우 중요하다. 본 연구에서는 고온재생기 각각의 흡수액 입구농도에서 흡수액측 입구온도에 따른 고온재생기의 성능특성에 대한 연구를 진행하였다.

Fig. 3.19는 고온재생기의 흡수액 입구온도에 따른 고온재생기의 열용량을 고온재생기 흡수액 입구농도에 따라 비교하여 보여주고 있다. 200°C의 공기와 고온재생기의 흡수액과 열교환시킴으로 인해 고온재생기의 흡수액 입구온도가 증가함에 따라 흡수액과 공기의 입구 온도차가 감소하고 이에 열교환기 유용도가 점점 감소함으로 고온재생기의 열용량이 줄어드는 현상을 보이고 있다. 모든 흡수액 입구농도에서 고온재생기의 흡수액 입구온도가 증가함에 따라 고온재생기의 열용량은 흡수액 입구온도가 138.8°C에서 열용량의 감소정도가 증가하는 것으로 나타났다.

고온재생기의 입구온도가 138.8°C에서 140.8°C로 증가함에 따라 고온재생기의 흡수액 입구농도가 56%에서는 고온재생기의 열용량은 약 2%에서 5.4%로, 고온재생기의 흡수액 입구농도가 53%에서는 고온재생기의 열용량은 0.7%에서 5.4%로 감소정도가 증가하는 것으로 나타났다. 이는 고온재생기의 흡수액 입구온도가 140.8°C에서 포화온도에 도달함에 따라 잠열에 의한 열전달량은 감소하고 현열에 의한 열전달량이 증가하였기 때문에 고온재생기의 열용량은 감소하는 것으로 판단된다.

Fig. 3.20은 고온재생기의 각각의 흡수액 입구농도에서 고온재생기 내부의 흡수액으로부터 분리되는 증기량을 고온재생기의 흡수액 입구온도에 따라 비교하여 보여주고 있다. 고온재생기의 흡수액 입구온도가 증가함에 따라 고온재생기 내부의

흡수액으로부터 분리되는 증기량은 증가하지만 고온재생기의 흡수액 입구농도가 56%와 55%일 때와 54%와 53%일 때 고온재생기의 흡수액 입구온도가 각각 138.8°C, 140.8°C 이상에서 흡수액으로부터 분리되어지는 증기의 양이 거의 일정한 것으로 나타났다. 이는 흡수액의 농도가 높을수록 포화온도가 낮기 때문에 고온재생기의 흡수액 입구농도가 54%와 53%에 비해 고온재생기의 흡수액 입구농도가 상대적으로 높은 56%와 55%에서 고온재생기의 입구온도가 낮은 138.8°C가 되면 고온재생기 내부의 흡수액으로부터 분리되어지는 증기량이 거의 일정해지는 것으로 나타났다.

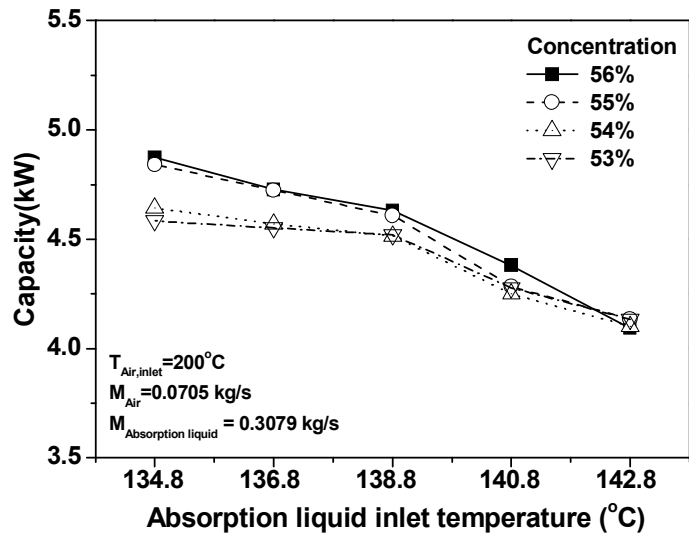


Fig. 3.19 Comparison of capacity with absorption liquid inlet temperature.

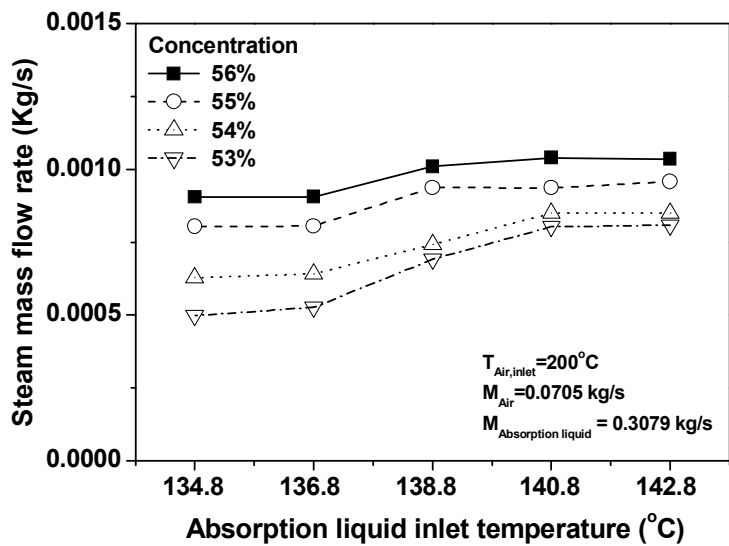


Fig. 3.20 Comparison of steam mass flow rate with absorption liquid inlet temperature.

Fig. 3.21은 각각의 고온재생기 흡수액 입구농도에서 고온재생기의 흡수액 입구 온도에 따른 고온재생기의 흡수액 출구온도의 변화를 보여주고 있다. 고온재생기의 모든 흡수액 입구농도에서 고온재생기의 흡수액 입구온도가 증가함에 따라 고온재생기의 흡수액 출구온도는 증가하는 경향을 보이고 있으며 고온재생기의 흡수액 출구온도의 증가정도는 고온재생기의 흡수액 입구농도가 56%와 55%일 때 고온재생기의 흡수액 입구온도가 138.8°C, 고온재생기의 흡수액 입구농도가 54%와 53%일 때 고온재생기의 흡수액 입구온도가 140.8°C를 기점으로 변화하여 고온재생기의 흡수액 출구온도의 증가정도가 감소하다가 다시 증가하는 경향을 보임을 알 수 있었다. 이는 모든 흡수액 입구농도에서 고온재생기의 흡수액 입구온도가 138.8°C에서 포화온도와 가까워짐에 따라 상대적으로 잠열에 의한 열전달량이 감소하고 현열에 의한 열전달량이 증가함에 따라 변곡점인 흡수액 입구온도가 138.8°C에서 기준으로 흡수액 출구온도의 증가정도가 감소하다가 다시 증가하는 경향을 보인 것으로 판단되어진다. 고온재생기의 흡수액 출구온도는 변곡점을 기준으로 고온재생기의 흡수액 입구농도가 낮을수록 고온재생기의 흡수액 출구온도의 증가 및 감소정도가 상대적으로 더 크게 나타났다.

Fig. 3.22는 고온재생기의 흡수액 입구온도에 따른 고온재생기의 흡수액 입·출구 농도차이를 고온재생기 흡수액 입구농도에 따라 비교하여 보여주고 있다. 고온재생기의 흡수액 입·출구 농도차는 앞에서 언급하였듯이 고온재생기로부터 분리되어지는 증기량과 밀접한 관련을 가지는 것으로 나타났다. 고온재생기의 흡수액 입구 온도에 따라 고온재생기의 흡수액 입·출구 농도차이 경향 역시 고온재생기로부터 분리되어지는 증기량과 거의 비슷한 경향을 나타냈다.

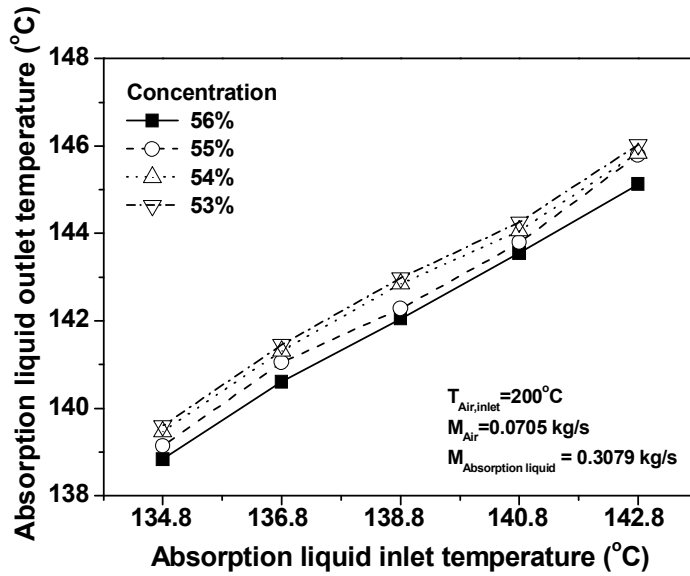


Fig. 3.21 Comparison of absorption liquid outlet temperature with absorption liquid inlet temperature.

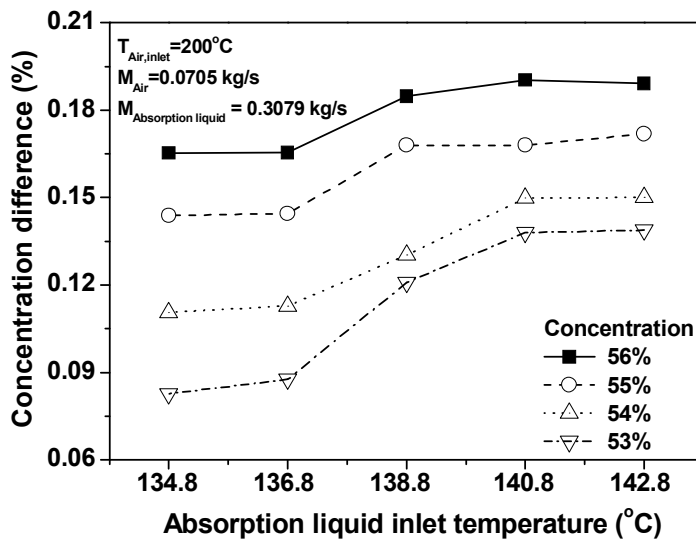


Fig. 3.22 Comparison of concentration difference with absorption liquid inlet temperature.

Fig. 3.23은 각각의 흡수액 입구농도 조건에서 고온재생기의 흡수액 입구온도에 따른 각각의 핀-관 열교환기 배열위치에서 공기측 온도를 비교하여 보여주고 있다. 고온재생기의 흡수액 입구온도가 증가함에 따라 공기와의 온도차가 감소함으로 고온재생기 흡수액 출구온도는 증가하는 것으로 나타났다. 고온재생기 흡수액 입구온도가 134.8°C에서 142.8°C로 각각 2°C씩 증가함에 따라 고온재생기의 흡수액 입구농도가 낮은 54%와 53%에 비해 농도가 높은 56%와 55%의 공기측 출구온도의 증가정도가 약 2배 이상 높게 나타났다. 이는 공기측 출구온도는 흡수액의 상태량에 따라 열용량이 다르기 때문인 것으로 사료되어진다. 흡수액 입구온도와 농도가 높을수록 포화온도와 가까워짐으로 잠열보다는 현열에 의한 열교환량이 증가하기 때문이다.

Fig. 3.24는 각각의 흡수액 입구농도에서 고온재생기의 흡수액 입구온도에 따른 공기측 압력강하량을 비교하여 보여주고 있다. 공기측 압력강하량은 공기의 질량유속에 따라 크게 결정되어진다. 따라서 흡수액측 입구온도가 증가함에 따라 공기측 압력강하량은 앞에서 언급한 것과 같이 비슷하게 107 kPa로 일정하게 나타났다.

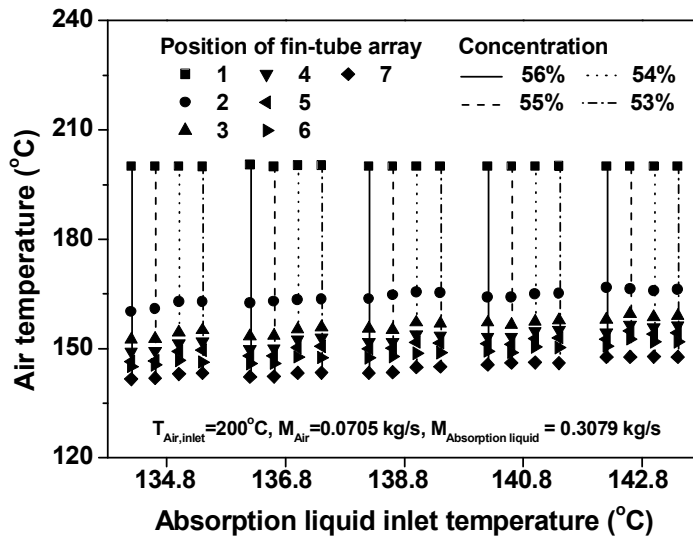


Fig. 3.23 Comparison of air temperature with absorption liquid inlet temperature.

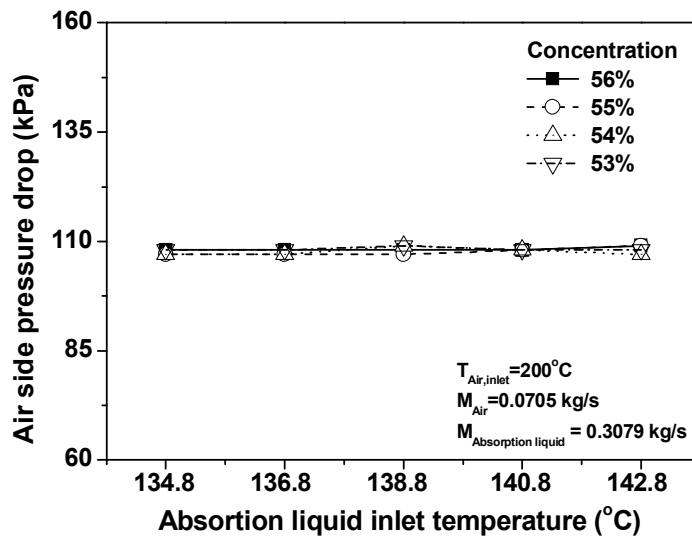


Fig. 3.24 Comparison of air side pressure drop with absorption liquid inlet temperature.

제 4 장 결 론

본 연구에서는 고효율 흡수식 냉·온수기의 성능에 큰 영향을 미치는 배기가스용 고온재생기의 성능특성을 연구하기 위해 500°C의 배기가스 대신 Re수와 Pr수를 고려한 상사법을 이용하여 200°C의 공기 열원으로 대체하여 성능 실험을 하였다. 고온재생기의 성능 고찰을 위하여 고온재생기의 입구농도에 따라 공기측과 흡수액측 운전조건을 변화시켰으며 얻어진 성능 특성을 분석하였다. 본 연구를 통하여 얻은 결과를 정리하면 다음과 같다.

고온재생기의 모든 흡수액 입구농도에서 공기측 질량유량비가 증가함에 따라 고온재생기의 열용량은 증가하는 경향을 보였으며 고온재생기 내부에서 흡수액으로부터 분리되는 증기량은 증가하는 것으로 나타났다. 고온재생기의 흡수액 입구농도가 각각 56%와 53%일 때, 공기의 질량유량비가 80%에서 120%로 증가함에 따라 열용량은 각각 30%와 37%, 고온재생기 내부에서 흡수액으로부터 분리되는 증기량은 각각 18.48%와 15.87%, 흡수액 출구온도는 각각 1.2°C와 1.6°C씩 증가하였다. 공기측 질량유량비가 증가함에 따라 고온재생기의 흡수액 입·출구 농도차이는 고온재생기의 흡수액으로부터 분리되는 증기량과 거의 비슷한 경향성을 보였다. 공기측 질량유량이 증가함에 따라 공기측 출구온도는 증가하였으며, 공기측 질량유량이 100%, 고온재생기의 흡수액 입구농도 55%에서 핀-관 열교환기 배열이 입구에서부터 4번째 까지는 약 17.7%, 5.8%, 2.1%, 1.1%로 공기측 온도의 감소정도가 감소하지만 핀-관 열교환기 배열이 5번째부터 출구까지는 각각 약 1.5%, 3%로 공기측 온도의 감소정도가 증가하는 것으로 나타났다.

공기측 입구온도가 증가함에 따라 고온재생기 열용량 및 고온재생기 내부의 흡수액으로부터 분리되어지는 증기량, 흡수액 출구온도는 증가하는 경향을 보였으며, 고온재생기의 흡수액 입구농도가 56%, 55%, 54%, 53%일 때 공기측 온도가 170°C에서 210°C로 증가함에 따라 고온재생기의 열용량은 각각 140%, 160%,

220%, 224% 정도 증가하였다. 또한 공기측 입구온도가 170°C에서 고온재생기의 흡수액 입구농도가 54%와 53%로 낮을 때에는 고온재생기 내부의 흡수액으로부터 분리되어지는 증기량은 거의 발생하지 않는 것으로 나타났다. 공기측 입구온도가 증가함에 따라 고온재생기의 흡수액 입·출구 농도차이는 고온재생기 내부의 흡수액 으로부터 분리되는 증기량과 밀접한 관련이 있으며, 각 흡수액 농도별 입·출구 농도차이는 거의 비슷한 경향성을 보였다. 그리고 흡수액 입구농도가 55%에서 공기 측 입구온도가 증가함에 따라 공기가 고온재생기 입구에서 두 번째 핀-관 열교환기를 지날 때 공기측 온도는 각각 8.9%, 12.3%, 15.7%, 17.7%, 21%로 감소정도가 커지는 것으로 나타났다.

흡수액 질량유량비가 100%를 기준으로 흡수액 질량유량비가 80%에서 120%로 변화함에 따라 고온재생기의 열용량은 고온재생기의 흡수액 입구온도가 56%, 55%, 54%, 53%일 때 각각 3.6%, 4.47%, 5.6%, 5.7%로 고온재생기의 열용량의 변화가 거의 유사한 경향을 보였다. 고온재생기의 흡수액 입구농도가 56%일 때 흡수액 질량유량비가 80%에서 120%까지 10%씩 증가함에 따라 각각 약 0.89°C, 0.65°C, 0.37°C, 0.18°C 정도 감소하였으며 흡수액 출구온도의 감소정도는 점차 줄어들어 가는 것으로 나타났다. 흡수액측 질량유량비가 증가함에 따라 고온재생기의 흡수액 입·출구 농도차이는 감소하는 경향을 보이며 고온재생기 내부의 흡수액으로부터 분리되어지는 증기량은 증가하는 경향을 보였다. 그리고 고온재생기 흡수액 질량유량비가 80%에서 120%로 증가함에 따라 공기측 출구온도는 약 2~2.5% 감소하였다.

고온재생기의 흡수액 입구농도가 각각 56%와 53%일 때, 고온재생기의 입구온도가 138.8°C에서 140.8°C로 증가함에 따라 고온재생기의 열용량의 감소정도는 각각 약 2%에서 5.4%로, 0.7%에서 5.4%로 감소정도가 증가하는 것으로 나타났다. 고온재생기의 흡수액 입구온도가 증가함에 따라 고온재생기 내부의 흡수액으로부터 분리되는 증기량과 고온재생기의 흡수액 출구온도는 증가하지만, 고온재생기의

흡수액 입구농도가 56%와 55%일 때 고온재생기의 흡수액 입구온도는 138.8°C, 고온재생기의 흡수액 입구농도가 54%와 53%일 때 고온재생기의 흡수액 입구온도는 140.8°C를 기점으로 흡수액으로부터 분리되어지는 증기의 양이 거의 일정한 것으로 나타났다. 또한 고온재생기의 흡수액 출구온도의 증가정도는 감소하다가 다시 증가하는 경향을 보였다. 고온재생기의 흡수액 입구 온도에 따라 고온재생기의 흡수액 입·출구 농도차이는 고온재생기로부터 분리되어지는 증기량과 거의 비슷한 경향을 보였다. 고온재생기 흡수액 입구온도가 134.8°C에서 142.8°C로 각각 2°C씩 증가함에 따라 고온재생기의 흡수액 입구농도가 낮은 54%와 53%에 비해 농도가 높은 56%와 55%의 공기축 출구온도의 증가정도가 약 2배 이상 높게 나타났다.

공기축 질량유량이 80%에서 120%로 증가함에 따라 고온재생기의 모든 흡수액 입구농도에서 공기축 압력강하는 약 72 kPa 증가하였으며, 고온재생기의 흡수액 입구농도, 흡수액 질량유량, 고온재생기의 흡수액 및 공기의 입구온도가 공기축 압력강하에 미치는 영향은 매우 적었으며 본 연구에서는 약 107 kPa로 거의 일정하게 나타났다.

REFERENCE

Florides, G. A., Kalogirou, S. A., Tassou, S. A., Wrobel, L. C., 2003, Design and construction of a lithium-water absorption machine, *Energy Conversion and Management* Vol. 44, pp. 2483-2508.

Furukawa, M., Enomoto, E., Sckoguchi, K., 1993, Boiling heat transfer in high temperature generator of absorption chiller heater, *International Absorption Heat Pump Conference*, Vol. 31, pp. 517-523.

Grossman, G., 1983, Simultaneous heat and mass transfer in film absorption under laminar flow, *International Journal of Heat Mass Transfer*, Vol. 26, No. 3, pp. 357-371.

Kaita, Y., 2001, Thermodynamic properties of lithium bromide-water solutions at high temperatures, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 24, pp. 374-390.

Kim, J. M., Moon, C. G., Kwon, O. K., Yoon, J. I., Choi, J. W., 1999, *Proceeding of the Society of Refrigerating and Air Conditioning '99 Conference*, pp. 470-474.

Lee, I. S. and Cho, K. N., 2009, Effect of the geometry of flattened tube on the thermal performance of a high temperature generator, *International Journal*

of Refrigeration, Vol. 32, pp. 667-674.

Marcos, J. D., Izquierdo, M., Lizarte, R., Palacios, E., Infante Ferreira, C. A., 2009, Experimental boiling heat transfer coefficients in the high temperature generator of a double effect absorption machine for the lithium bromide/water mixture, International Journal of Refrigeration, Vol. 32, pp. 627-634.

Morioka, I., Kiyota, M., Nakao, R., 1993, Absorption of water vapor into a film of aqueous solution of LiBr falling along a vertical pipe, JSME Int J, Ser B Vol. 36, No. 2, pp. 351-356.

Park, C. W., Jung, J., 1998, On the performance of a desorber for absorption heat pumps with a thermosyphon and a surface-flame burner, Applied Thermal Engineering, Vol. 18, No. 3-4, pp. 73-83.

Park, C. W., Jung, J. S., Chin, S. M., Chung, B. C., Ryu, B. S., 1998, An analysis of the heat transfer characteristics of a regenerator of absorption heat pump with a capacity of 150 RT, Proceeding of the Society of Refrigerating and Air Conditioning '98 Conference, pp. 1512-1517.

Rivera, W., Xicalse, A., Garcia-Valladares, O., 2003, Boiling heat transfer coefficients inside a vertical smooth tube for the water/lithium bromide mixture, international Journal of Energy Research, Vol 70, pp. 265-275

Varma, H. K., Mehrotra, R. K., Agrawal, K. N., 1994, Heat transfer during

pool boiling of liBr-water solutions at subatmospheric pressures, International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 21, No. 4, pp. 539-548.