

공학석사 학위논문

GM 냉동기를 이용한 공기 액화시스템의
예냉이 공기액화에 미치는 영향 연구

A study on the precooling effect of air liquefaction system by
using a GM refrigerator

지도교수 윤상국

2008 년 2월

한국해양대학교 대학원

냉동공조공학과

박동훈

본 논문을 박동훈의 공학석사 학위논문으로 인준함.

위원장 공학박사 김 동 혁 (인)

위 원 공학박사 황 광 일 (인)

위 원 공학박사 윤 상 국 (인)

2008년 2월

한 국 해 양 대 학 교 대 학 원

냉 동 공 조 공 학 과

A study on the precooling effect of air liquefaction system by
using a GM refrigerator

Dong-Hoon Park

*Department of Refrigeration and Air-Conditioning
Engineering
Graduate School, Korea Maritime University*

Abstract

In this study, the experiments was carried out to investigate the effect of LN₂ precooling temperature of 288K, 243K, 213K, 173K at 1 ~ 4bar of air liquefaction system. Experimental apparatus on the air liquefaction system by using the LN₂ precooling with direct cooling was designed and equipped. It was consisted of an air compressor, a GM refrigerator, liquefaction vessels, a liquid nitrogen precooler, and a vacuum pump. In case of the cooling without load, the temperature of GM refrigerator was decreased to 24K at 1st stage and 7K at 2nd stage, which meant that the liquefaction vessel was well insulated and the cooling system was high performance. The experimental results showed that while increasing air pressure and decreasing the precooling temperature, the cool-down time was decreased significantly, and the cumulative liquefaction rate was increased about 22%. Also FOM was increased as increasing air pressure and decreasing the precooling temperature.

목 차

Abstract

List of symbols

List of Figures

List of Tables

제 1 장 서론	1
1.1. 연구 배경	1
1.2. 연구 목적	3
제 2 장 이론적 배경	5
2.1. 액화천연가스의 물리적 특성	5
2.2. 공기의 특성	7
2.3. 공기액화 이론	9
2.3.1. 공기액화의 기본 원리	9
2.3.2. 일반 공기액화 사이클	11
2.3.2.1. Linde 사이클	12
2.3.2.2. Claude 사이클	13
2.3.2.3. 공기 액화 분리 시스템	14
2.3.3. 본 연구의 공기 액화공정	18
2.3.3.1. 이론적 액화공정 해석	18
2.3.3.2. GM 냉동기의 작동원리	24
2.3.3.3. 본 연구의 액화공정	27
2.4. 선행연구 고찰	28

제 3 장 공기액화 실험장치 및 실험방법	34
3.1. 실험장치	34
3.2. 실험방법	45
제 4 장 실험결과 및 고찰	46
4.1. 무부하 성능특성	46
4.2. 압력변화에 따른 액화 공기의 유량 특성	48
4.3. 액체질소(LN ₂) 예냉에 따른 액화량 변화	55
4.4. 압력과 예냉온도에 따른 압축일률 산정	64
제 5 장 결 론	66
참고문헌	68

사 용 기 호

C	반응속도상수
C_P	정압비열 [kJ/kg·k]
C_v	정적비열 [kJ/kg·k]
FOM	액화효율
h	엔탈피 [kJ/kg]
k	비열비 [C_P/C_v]
\dot{m}	질량유량 [kg/s]
P	압력 [MPa]
\dot{Q}	열량 [kJ/s]
S	엔트로피 [kJ/kg·K]
T	온도 [K]
kW	일 [kJ/s]
x	몰분율

하첨자

A	흡수
a	실제
c	압축기
f	액체
hex	열교환기
i	이론
R	제거
r	냉매

그리스 문자

ρ	밀도 [kg/m^3]
η	효율

표 목 차

Table 2.1 The components and materials value of LNG

Table 2.2 Properties of LNG components at 1atm

Table 2.3 Physical properties of air components

Table 2.4 The history of air liquefying separation system

Table 2.5 Components and functions of the air liquefied separation

Table 2.6 Ideal-work requirement for liquefaction og gases beginning at 300K and 1atm

Table 2.7 Performance of the Linde-Hampson system using different fluids

Table 2.8 Optimal data of three cryogenic refrigerators for given parameters in the system

Table 2.9 A comparison of the advantages and disadvantages of the insulations used in cryogenic system

Table 2.10 The capacity of the air liquefaction plants

Table 3.1 Data sheet of air compressor

Table 3.2 Design of the pond type exchanger

Table 4.1 The average liquefaction rate at various pressure and precooling effectiveness

그림 목 차

- Fig. 2.1 Liquid - Hampson liquefaction system
- Fig. 2.2 The Claude system
- Fig. 2.3 Linde single-column gas-separation system
- Fig. 2.4 Linde double-column gas-separation system
- Fig. 2.5 Liquid nitrogen-precooled Linde-Hampson system for air
- Fig. 2.6 Cycle path on the T-S diagram of the air
- Fig. 2.7 Schematic of Gifford-McMahon refrigerator
- Fig. 3.1 The schematic diagram of the air liquefaction system
- Fig. 3.2 Schematic of the exchanger
- Fig. 3.3 Mechanical drawing of GM refrigerator
- Fig. 3.4 Performance curve of GM refrigerator
- Fig. 3.5 Mechanical drawing of cylinder
- Fig. 3.6 Photographs of equipment
- Fig. 4.1 Cool down curve of GM refrigerator without load
- Fig. 4.2 Liquefaction rate with time at 1bar.
- Fig. 4.3 The variation of liquefaction rates with time at variation pressures without the precooling effectiveness.

- Fig. 4.4 Cumulative liquefied air mass at various pressure without the precooling effectiveness.
- Fig. 4.5 Average and maximum liquefaction rate at various pressure without the precooling effectiveness.
- Fig. 4.6 Liquefaction rates with precooling at 1bar
- Fig. 4.7 Liquefaction rates with precooling at 2bar
- Fig. 4.8 Liquefaction rates with precooling at 3bar
- Fig. 4.9 Liquefaction rates with precooling at 4bar
- Fig. 4.10 The average liquefaction rates at various pressure and precooling effectiveness
- Fig. 4.11 The equation of average liquefaction rates with precooling at 4bar
- Fig. 4.12 The equation of average liquefaction rates with various pressure at 173K precooling
- Fig. 4.13 Cumulative liquefied air mass with various precooling temperatures at 1bar
- Fig. 4.14 Cumulative liquefied air mass with various precooling temperatures at 2bar
- Fig. 4.15 Cumulative liquefied air mass with various precooling temperatures at 3bar
- Fig. 4.16 Cumulative liquefied air mass with various precooling temperatures at 4bar
- Fig. 4.17 The last liquefied air mass to 85 minutes at various pressure and precooling effectiveness
- Fig. 4.18 FOM at various pressure and precooling effectiveness

제 1 장 서 론

1.1 연구배경

현대 산업의 급속한 성장에 따른 에너지 소비의 증가와 한정된 화석 에너지의 매장량으로 인한 세계적인 유가 공급의 불안정성 때문에 유가는 지속적인 상승을 하고 있다.¹⁾ 현 상황에 따라 자원이 부족한 우리나라의 경우에는 극심한 경제난으로 이어질 우려가 있다. 따라서 전 세계적으로 에너지 절약뿐만 아니라 제2의 친환경적인 대체에너지가 필요하다. 최근 친환경적인 대체에너지로서 수소에너지와 액화천연가스(Liquefied Natural Gas, LNG) 그리고 풍력과 태양열등이 주목되고 있다. 그 중 액화천연가스는 공해요인이 거의 없는 청정에너지로서 공기보다 가볍고 누출이 되어도 발화온도가 595℃로 높아 비교적 폭발의 위험이 적어 안정적인 에너지원이 된다. 또한 발열량이 56.0 kJ/kg으로 높아 그 이용분야가 다양하다.²⁾

본 연구는 액화천연가스의 잠재된 냉열을 개발하여 한정된 에너지 자원의 효과적인 활용방안에 중점을 두었다. 이를 이용하면 전력소비를 감소할 수 있고 효과적인 에너지 사용을 위한 다양한 기술을 개발할 수 있다. 냉열을 이용하여 자연환경을 보존하고 제품들을 생산하는데 있어 에너지 소모를 줄이는데 기여하고자 한다.

천연가스의 주요성분은 80~ 85%가 메탄가스로 되어있는 반면에 공해물질의 함량이 지극히 적은 이점이 있기 때문에 에너지원으로서 높은 평가를 받고 있으며, 세계적인 확인 가채매장량은 약 14조 m^3 로서 가채년수는 66.4년인 것으로 추정되며, 이것은 석유 확인 매장량의 95%에 상당한다.^{3),4)}

우리나라에서는 1986년 인도네시아에서 액화천연가스를 수입하여 도

시 가스용으로 사용하기 시작하였고, 현재에는 인천 평택, 통영에 액화천연가스 인수기지가 건설되어 대부분 인도네시아, 보르네오, 오만, 카타르 등에서 수입하고 있으며, 그 사용량은 날로 증가하는 추세이다.⁵⁾

액화천연가스의 이용분야는 도시가스로서 가정용 연료로 사용되거나, 발전용 또는 산업용 가스보일러의 연료로 사용되는 것 이외에 새로운 이용기술로서 액화천연가스의 냉열을 이용하는 방법이 있다.²⁾ 이는 물질의 상태가 변할 때, 즉 고체→액체→기체로 변환하는 과정의 흡열 반응을 이용하는 것이다. 액화천연가스는 -162°C 의 극저온 액체로 인수기지에서 해수에 의해서 재 기화 될 때 흡수하는 열을 냉열이라 한다. 냉열은 1기압에서 1kg당 200kcal의 냉열이 발생되고, 이 냉열을 이용하는 기술은 액화천연가스 냉열을 이용하여 발전을 하거나 공기를 액화시켜 액체 산소, 액체질소 생산 또는 CO_2 액화나 드라이아이스 등을 만들기도 한다. 또 냉열은 식품의 냉동 및 냉장에 이용 될 수 있으며 고무, 플라스틱 및 금속을 저온 분쇄하여 가공·처리하는 데에 이용되기도 한다. 이렇게 액화천연가스의 냉열을 이용하면 “몬트리올 의정서” 규제에 의한 일반 냉동기에 사용되는 프레온 냉매를 사용하지 않고, 또한 부가시설 없이도 냉동시스템을 구축 할 수 있기 때문에 소요 동력 및 시설비를 절감 할 수 있다.⁶⁾

이미 미국, 일본 등 선진국에서는 액화천연가스를 이용하여 초저온 상태를 만드는 기술개발이 오래전부터 활발히 진행되어 상용화가 되어있지만 국내에서는 초저온 액체의 냉열이용에 관한 연구가 초기단계에 있어 초저온 영역에 대한 물리적인 현상의 자료가 미흡한 실정이다. 초저온 액체의 냉열을 다양하게 이용하기 위해서는 우선 열교환 시스템의 구축이 필요하며 적용 가능한 소형시스템을 구축하여 그 특성을 연구하고 경제성 및 타당성의 입증에 요구된다. 따라서 본 논문에서는 우리 실정에 적합한 냉열 시스템 개발을 위한 일환으로 액화천연가스의 냉열 이용 산업 중 공기액화시스템에 있어 그 냉열의 활용방안에 대해 연구하였다.

1.2 연구목적

공기의 액화는 1877년 Cailletet와 Pictet에 의해 줄-톰슨(Joule-Thomson)효과를 이용하여 최초로 성공되었다. 그 후, 산업용으로는 1895년 줄톰슨 효과를 이용한 Linde의 공기액화 방법과 1902년 팽창엔진을 이용한 Claude의 공기액화 방법이 기초를 이루고 있다. 공기액화 사이클에는 린데사이클, 클러드사이클 및 캐스케이드사이클 등이 있으며, 소형으로는 밀폐 스틸링사이클을 이용한 필립스냉동기도 있다.⁷⁾

지금까지 공기액화는 산업적으로 사용하기 위해 대형액화시스템에 대한 연구가 주를 이루었다. 그러나 소형액화시스템 중 비교적 간단하게 구성될 수 있는 직접액화방식의 성능에 관한 연구는 거의 이루어지지 않고 있다. 현재 전 세계 액화천연가스 인수기지의 경우 액화천연가스의 대량소비에 의해 발생하는 대량의 냉열이 미이용 상태로 즉, 기화를 위한 가열원인 해수에 의한 열교환을 통해 버려지고 있는 실정이다.⁶⁾ 이 폐열의 유효 이용의 일환으로 액화천연가스의 냉열을 이용한 공기액화의 기술적 타당성을 검토하기 위하여 실험적 검증을 수행하였다.

냉열이용산업의 일환으로 공기액화기술을 연구하기 위해서는 공기의 액화온도인 77K까지 냉각하는 기술과 함께 사전 냉각을 수행할 수 있는 열교환 기술, 공기를 정제하는 기술, 단열기술 등이 요구된다. 공기 중에는 산소, 질소, 아르곤 및 기타 미량 성분들이 포함되어있다. 이 성분 중에서도 산소, 질소, 아르곤은 산업계에서 매우 광범위하게 사용되고 있으며 용도도 다양하다. 그 제조 방법은 공업적으로 대부분 공기를 정제, 냉각하여 액화시킨 다음 정류, 분리하여 만드는데 이 방법을 일반적으로 공기분리라고 한다. 공기액화분리 장치에는 가스산소, 가스질소를 제조하는 것과 액화된 제품을 제조하는 장치의 두 가지 형태가 있다.⁸⁾

공기를 액화시키기 위해서는 초저온의 냉열이 필요하게 되며 이를 얻는 방법에는 냉동기를 이용한 기존 방법과 액화천연가스 냉열을 일부 이

용하는 방식으로 구분할 수 있다. 두 방법 모두 원료 공기를 냉각시키기 위해 액체 질소를 순환시키는데 기존방식의 경우는 생산량의 10배를 순환시켜야 하는데 반해 액화천연가스를 이용할 경우에는 3배의 순환 질소량만이 필요하게 되며 순환 질소 압축기의 흡입 온도를 떨어뜨림으로써 소요 동력을 50%까지 절감할 수 있게 된다. 또한 액화천연가스의 이용 온도는 초저온으로 가장 효과적으로 냉열을 이용할 수 있는 공정이라 할 수 있겠다.⁹⁾

본 연구에서는 액화천연가스의 냉열을 이용하는 공정을 선정하여 예냉에 필요한 열교환기술과 공기액화 공정기술, 단열기술 등에 대한 설계의 기초 기술 확립과 예냉을 통한 공기액화의 거동 및 특성을 분석하여 냉열산업의 타당성을 확보하고자 하였다.

제 2 장 이론적 배경

2.1. 액화천연가스의 물리적 특성

천연가스는 기체이기 때문에 지상에서 대량 저장이 어렵고 배관에 의한 수송 수단 이외는 대량 수송이 어려우나 액화하여 저장, 수송하는 기술이 발달함으로써 생산지에서 멀리 떨어진 해외에서도 천연가스의 수송이 가능하게 되었다. 이와 같이 천연가스를 액화한 것이 액화천연가스이며 성분은 경질의 탄화수소로서 보통 메탄이 80~90 vol%이고 약간의 중질 탄화수소($C_2 \sim C_5$) 및 무기 가스를 함유하고 있다.¹⁰⁾

액화 공정 전에 탈진, 탈황, 탈탄산, 및 탈습 등으로 전처리 과정을 거치기 때문에 천연가스보다 순도가 좋고 유황분 등의 유해 물질을 함유하지 않으므로 공해가 없는 양질의 연료이며, 무독성이고 폭발 범위가 좁으며 누출 가스는 빠르게 대기 중에 확산하므로 위험성이 적다. 또한 액화천연가스는 생산지에 따라 화학 조성이 다르고 그 조성에 따라 열역학적 특성이 변하게 된다. 즉, 액화천연가스는 탄화수소의 혼합물로서 그 증발특성은 단일 성분의 경우와 달리 정압 하에서도 증발온도, 엔탈피의 변화과정이 특이하게 된다.¹¹⁾

산지에서 천연가스를 정제 액화할 때 천연가스 자체가 가지고 있는 열량(1kg 당 10,000 kcal ~ 12,000 kcal)의 10 ~ 15% 정도를 소비해서 -162°C 상압으로 액화하며, 도입기지에서는 이를 다시 상온의 천연가스로 만들기 위하여 1kg 당 약 200 kcal의 열을 가해서 증발시켜야 한다. 이러한 증발과정 전체를 통해 액화천연가스에서 얻을 수 있는 총 냉열에 너지는 잠열 120 kcal와 현열 80 kcal로서 약 200 kcal/kg이다. 각 산지에 따른 액화천연가스의 성분을 Table 2.1에 나타내었으며 액화천연가스를 구성하는 탄화수소 및 질소의 물성은 Table 2.2에 나타내었다.⁵⁾

Table 2.1 The components and materials value of LNG

	알래스카 (키나이)	부루나이 (루르트)	아부다비 (다 스)	인도네시아 (바 닥)	인도네시아 (아 룬)
메 탄(CH ₄)	99.81	89.83	82.07	89.91	86.58
에 탄(C ₂ H ₆)	0.07	5.89	15.86	5.44	8.27
프 로 판(C ₃ H ₈)	0	2.92	1.89	3.16	4.13
노말부탄(n-C ₄ H ₁₀)	0	0.74	0.07	0.75	0.41
이소부탄(i-C ₄ H ₁₀)	0	0.56	0.06	0.67	0.53
펜 탄(C ₄ H ₁₂)	0	0.04	0	0.03	0.03
질 소(N ₂)	0.12	0.02	0.05	0.04	0.05

Table 2.2 Properties of LNG components at 1atm

	메 탄 (CH ₄)	에 탄 (C ₂ H ₆)	프로판 (C ₃ H ₈)	이소부탄 (i-C ₄ H ₁₀)	노말부탄 (n-C ₄ H ₁₀)	펜탄 (C ₄ H ₁₂)	질 소 (N ₂)
분자량	16.043	30.070	44.097	58.124	58.124	72.151	28.013
비등점 (°C)	-161.5	-88.6	-42.1	-11.7	-0.5	36.1	-195.8
융 점 (°C)	-182.5	-183.3	-187.7	-149.6	-138.4	-129.7	-209.86
증기압 (kg/cm ² a)	-	-	12.93	4.91	3.51	1.06	-
임계온도 (°C)	-82.1	32.4	96.8	135.0	152.0	196.6	-147.1
임계압력 (kg/cm ² a)	45.44	48.16	41.94	36.00	37.47	33.25	33.55
증발잠열 (kcal/kg)	121.8	116.9	101.7	87.52	92.03	85.33	48.78

2.2 공기의 특성

(가) 물리적 성질

공기 중에는 질소, 산소, 이산화탄소와 미량의 알곤, 헬륨, 네온 등이 포함되어 있다. 산소, 질소, 알곤은 무색, 무취의 기체로서 온도를 강하게 액화시키면 질소, 알곤은 무색투명한 액체로 되는 반면에 산소는 약간 청담색의 투명한 액체로 된다. 각 가스의 물리적 성질은 Table 2.3에 나타내었다.¹²⁾

(나) 화학적 성질

산소는 다른 가연성 가스처럼 매우 위험한 가스로 여겨지고 있지만 산소 가스 자체는 타지 않고 폭발하지 않으며 단지 다른 물질의 연소를 도와주는 지연성 가스이다. 산소는 거의 모든 물질과 반응하는 매우 활성적인 기체로서 다른 물질과 반응하는 경우 많은 열과 빛을 발화한다. 이와 같은 반응을 연소 반응이라 하며 연소반응이 일어나기 위해서는 가연성 물질, 산소, 발화원 등의 세 가지 조건이 만족되어야 한다. 따라서 산소를 취급 할 경우 주의할 점은 산소 가까이에서 가연성 물질과 발화원을 제거하는 것이다. 공기 중에는 산소가 21% 포함되어 있어서 가연성 가스와 공기가 적당량 혼합되면 폭발적인 연소가 일어난다. 또한 공기 중에서 타지 않는 물질도 순수한 산소 중에 놓이게 되면 잘 타는 경우가 있고 연소/폭발이 일어날 수 있는 가연성 가스의 농도를 각각 연소범위, 폭발범위라고 한다.¹²⁾

질소와 알곤은 불활성기체인데 특히 알곤은 다른 물질과 전혀 반응하지 않는 완전한 불활성기체이다. 따라서 질소와 알곤은 불활성 비독성가스로 취급이 용이하지만 공기 중에 농도가 많아지게 되면 산소 결핍이

생기기 때문에 이점을 주의해야 한다. 공기 중 산소농도가 18% 이하가 되면 매우 위험하다. 일반적으로는 질소는 상온에서 불활성가스이지만 고온에서는 다른 물질과 반응하여 질화물을 형성한다.¹⁴⁾

Table 2.3 Physical properties of air components

	산 소	질 소	알곤	탄산가스	수소	네 온	헬 른
화 학 식	O ₂	N ₂	Ar	CO ₂	H ₂	Ne	He
조 성 (Vol %)	20.99	78.03	0.93	0.03	0.01	1.8×10 ³	5×10 ⁴
분 자 량	32.00	28.01	39.95	44.01	2.02	20.18	4.003
기체밀도 (kg/m ³)	1.429	1.251	1.783	1.977	0.090	0.900	0.179
액체밀도 (kg/L)	1.141	0.808	1.398	1.030	0.071	1.204	0.125
비열 (kJ/kgK)	0.888	1.038	0.523	0.833	14.193	1.047	5.225
끓는온도 (°C)	-183	-196	-186	-78.5	-253	-246	-269
녹는온도 (°C)	-219	-210	-189	-56.6	-259	-249	-272
임계온도 (°C)	-118	-147	-123	31	-240	-229	-268
임계압력 (MPa)	5.08	3.39	4.86	7.39	1.3	2.73	0.23
임계밀도 (kg/L)	0.427	0.311	0.536	0.468	0.031	0.484	0.069

2.3 공기액화 이론

2.3.1 공기액화의 기본원리

기체의 흐름 중에 밸브나 노즐로 통로를 좁히게 되면 기체는 외부에 일을 하지 않으면서 자신의 압력이 떨어지고 이때, 온도가 떨어지게 된다. 이것을 J-T 효과(Joule-Thomson Effect)라고 한다. 노즐 전후에 엔탈피와 운동에너지의 합은 같으며 통상 엔탈피에 비해 운동 에너지는 무시할 수 있는 크기이므로 노즐에 의한 공정은 등엔탈피 공정이라고 할 수 있다. 여기서 압력변화에 대한 온도변화를 μ_{JT} 라고 하면 (2)식이 된다.¹³⁾

$$dh = C_p dT + [v - T \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p] dP = 0 \quad (1)$$

$$\mu_{JT} = \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_h = -\left(\frac{\partial T}{\partial h}\right)_p \left(\frac{\partial h}{\partial P}\right) = \frac{1}{C_p} [T \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p - v] \quad (2)$$

이상기체에서는 $v = \frac{RT}{P}$ 이므로 (3)식이 성립된다.

$$\left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p = \frac{R}{P} = \frac{v}{T} \quad (3)$$

이상기체의 경우 (3)식을 (2)식에 대입하면 $\mu_{JT} = 0$ 즉, J-T 효과가 일어나지 않는다. 모든 기체는 저온고압에서 이상기체와의 차이가 커지기 때문에 J-T 효과도 커지게 된다. 그러나 (2)식의 $T \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p - v$ 는 어느 일정온도 이상에서 $\mu_{JT} < 0$ 이 된다.¹³⁾

$$T \left(\frac{\partial v}{\partial T}\right)_p - v = 0 \quad (4)$$

(4)식을 J-T 효과의 방정식이라 하며 모든 실존 기체에 공통된 Reduced equation 으로 표시하면 (5)식과 같이 표현된다.

$$\pi = 23.37 - 1.174 \left(\frac{Z}{Z_C} \right) - 178.6 \left(\frac{Z}{Z_C} \right)^2 \quad (5)$$

$$\pi = \frac{P}{P_C}, \quad Z_C = \frac{P_C V_C}{R T_C} \quad (c: \text{critical point})$$

공기의 냉각에서는 $\mu < 0$ 이 되므로 J-T 효과를 이용하여 온도를 저하시켜 공기를 액화하게 된다.

2.3.2 일반 공기액화 사이클

공기의 액화는 1877년 Cailletet와 Pictet에 의해 J-T 효과를 이용하여 최초로 성공되었다. 그 후, 산업용으로는 1895년 J-T 효과를 이용한 Linde의 공기액화 방법과 1902년 팽창엔진을 이용한 Claude의 공기액화 방법이 기초를 이루고 있다. Table 2.4는 공기액화분리의 발달사를 나타내고 있다.¹⁴⁾

Table 2.4 The history of air liquefying separation system

1772	질소, 산소의 발견	Rutherford, Priestley(England)
1872	산소의 액화 성공	Caillete(France), Pictet(Switzerland)
1886	BaO ₂ 이용 최초의 산소제조회사 등장	Brin's Brother(England)
1894	Joule-Thomson 효과를 이용한 공기액화장치 개발	Linde(Germany)
1902	팽창엔진을 사용한 공기액화장치 출현	Claude(France)
1906	팽창엔진과 팽창밸브를 이용한 액화장치 개발	Heylandt(Germany)
1910	복식정류탑(Double column) 등장	Linde(Germany)
1925	축열식 재생 열교환기 개발	Frankl(Germany)
1936	저압식 산소제조법 개발	Kapitza(Russia)
1963	흡착식 공기분리법(PSA) 등장	UCC

2.3.2.1 Linde 사이클

J-T 효과를 이용하여 공기액화를 연속적으로 수행할 수 있도록 한 사이클로서 초기 공기액화에 사용하였다. Linde 사이클에서 압축된 상온의 고압기체는 저온저압의 증기와 대향류(Count-flow) 열교환하여 냉각된 후 팽창밸브에서 J-T 팽창하여 액화된다. 그러나 근본적으로 Linde 사이클은 등엔탈피(Isenthalpic)과정이므로, 항상 열역학적 비가역성을 동반하고 매우 높은 압력(20MPa)으로 압축을 하더라도 액화효율이 매우 낮다. 현재 Linde 사이클은 비교적 소용량의 탄화수소가스의 액화와 탄화수소를 포함한 수소가스의 정제 및 분리에 사용되고 있다. Linde 사이클의 공정도는 그림 Fig. 2.1 에 나타내었다.¹⁴⁾

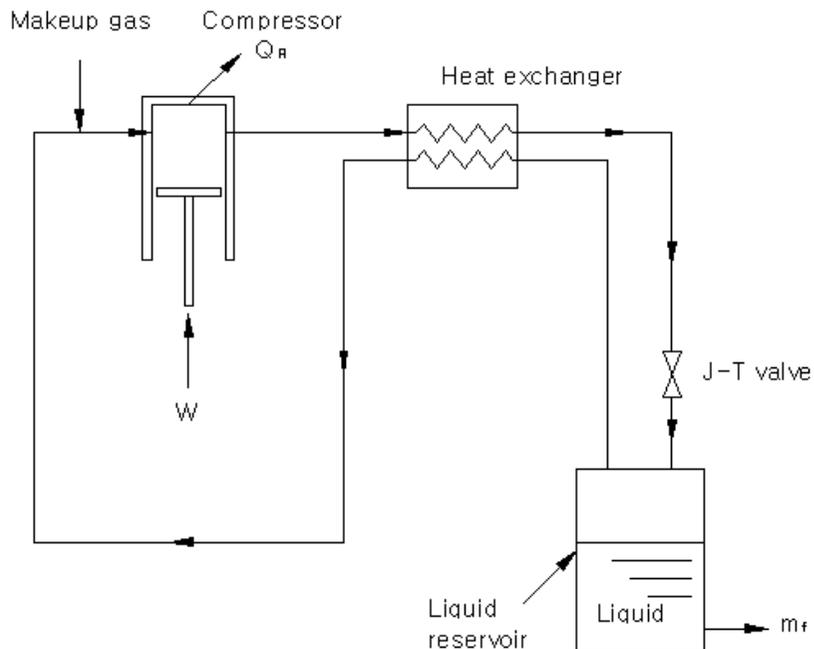


Fig 2.1 Linde - Hampson liquefaction system

2.3.2.2 Claude 사이클

현재 산업용 공기액화 설비의 대부분이 Claude 사이클로 운전되고 있다. 이 사이클에서는 고압기체의 일부가 팽창엔진을 통하여 외부로 일을 수행하며 팽창하고, 나머지 기체만이 열교환하여 저온으로 J-T 팽창하며 액화된다. 팽창엔진을 통한 팽창과정은 이상적으로 등엔트로피 (Isentropic) 과정이므로 액화효율이 Linde 사이클보다 상당히 높다. 공기의 압축압력을 Linde 사이클보다 매우 낮게 (약 700 kPa) 한 공기액화 장치로써 Kapitza 사이클을 사용하고 있지만, 열역학적으로 저온 열교환기를 제외하고는 Claude 사이클과 동일하다. 또한 약 20 MPa의 고압으로 액화하는 Heylandt 사이클도 Claude 사이클의 변형이다. 대부분의 대형 액체질소 및 액체산소 생산 장치는 3 ~ 5 MPa의 압력으로 작동되는 Claude 사이클을 이용한 것이다. Claude 사이클의 공정도는 그림 Fig. 2.2에 나타내었다.¹⁴⁾

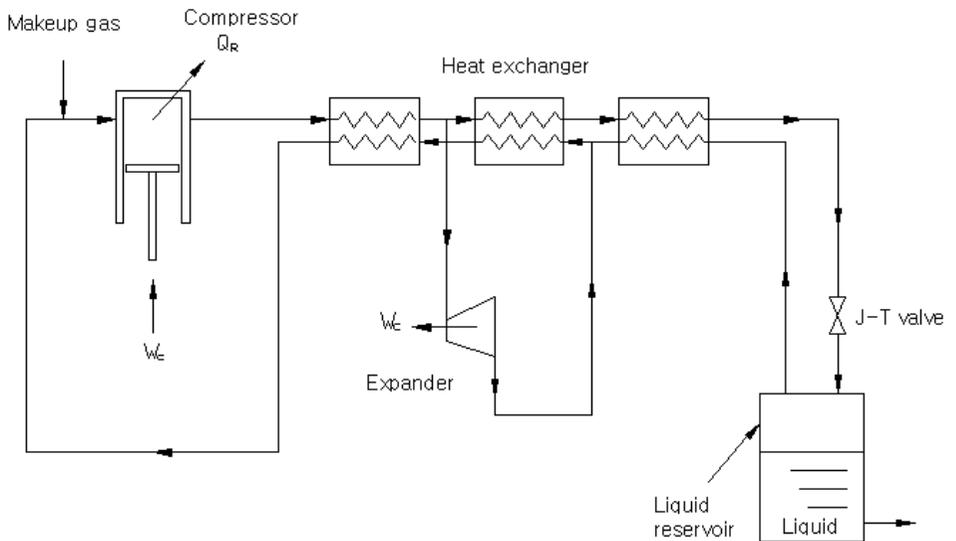


Fig 2.2 The Claude system

2.3.2.3 공기 액화 분리 사이클

1902년 Linde에 의해서 Fig. 2.3의 단정류방식 분리가 제작되었고 1910년 Fig. 2.4의 복정류방식이 개발되었다. 이후 대형화가 진행되어 다양한 방식이 개발되었다. 오늘날 산소, 질소 제조 장치의 주류를 이루는 저압장치는 1935년 Linde회사에 의하여 제작된 Linde-Frankl 방식이 발전된 것으로 재생기와 팽창터빈을 채택하여 대용량으로도 개발되고 있다.¹³⁾

공기 액화 분리장치는 크게 압축부, 정화부, 열교환부, 정류부, 냉동발생부의 5가지로 구성되어있다. 각 부분의 기능, 요소 등을 Table 2.5에 나타내었다.

공기 액화 분리장치의 형식과 종류는 (1)저압식 산소가스 제조장치, (2)보조사이클이 있는 저압 액체산소 · 액체질소 제조장치, (3)중압식 산소 · 질소 제조장치, (4)고압식 액체산소 · 액체질소 제조장치, (5)질소 제조장치, (6)소형 산소제조장치 등이 있다.¹³⁾

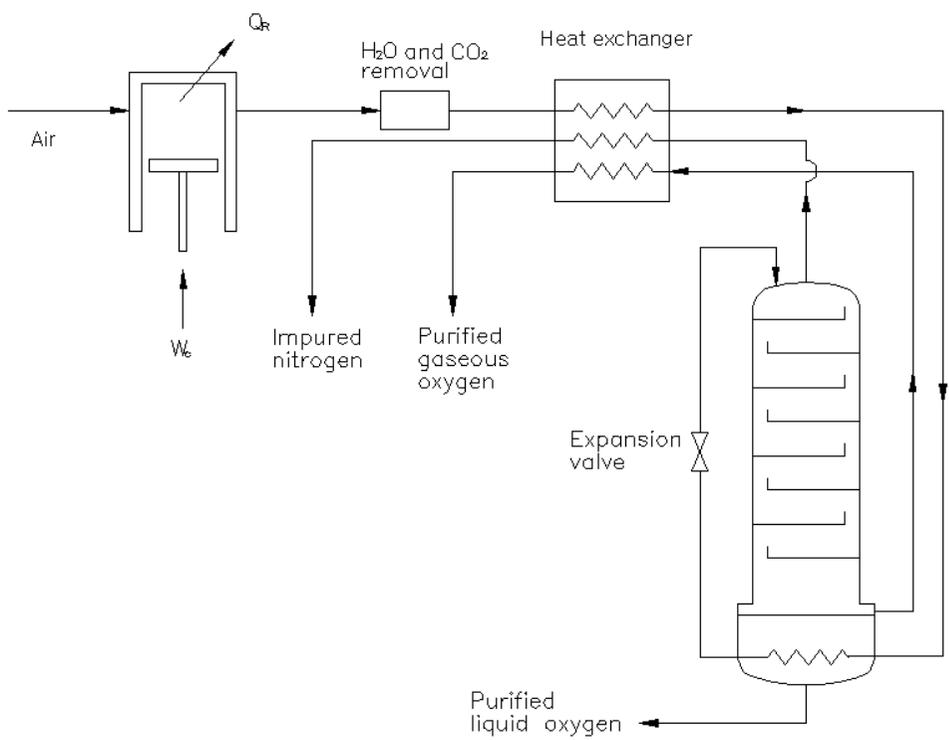


Fig. 2.3 Linde single-column gas-separation system

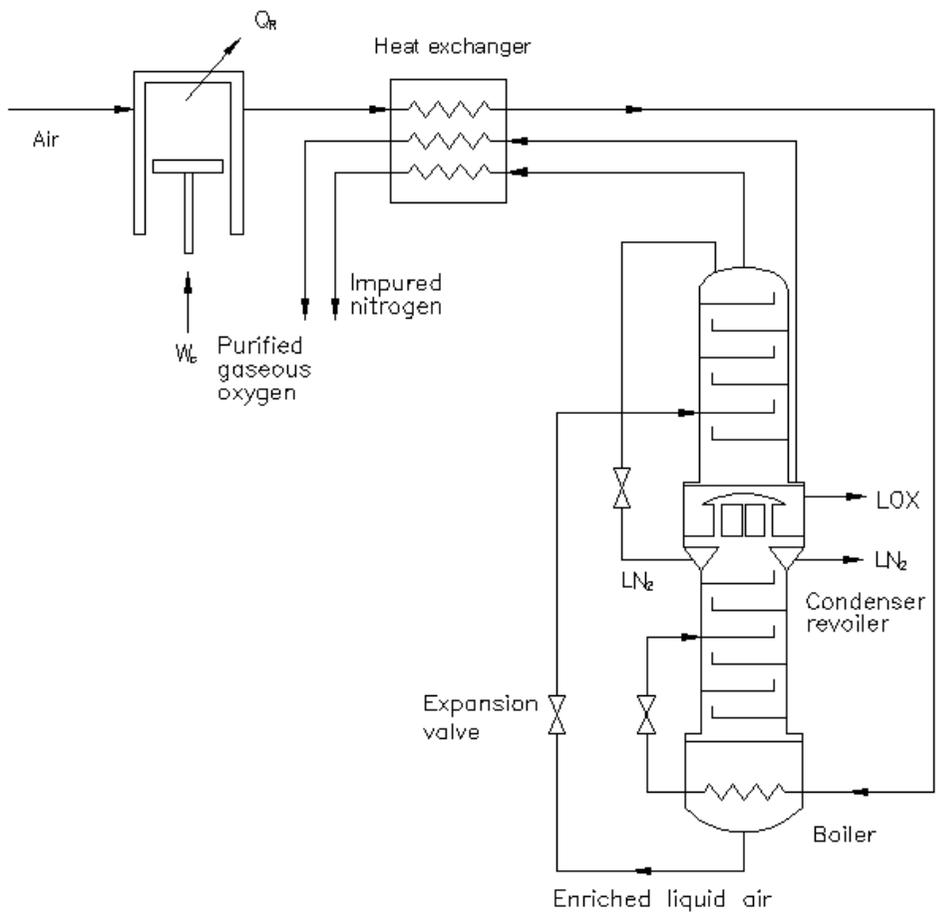


Fig. 2.4 Linde double-column gas-separation system

Table 2.5 Components and functions of the air liquefied separation

부 분	기 능	구 성 요 소	적용
압축부	원료공기의 압축 보조사이클의 압축	터보압축기(원심 압축기, 축류압축기 등) 왕복동압축기	처리가스 종류, 양 및 압력에 의해 형식, 운할방식 등을 선택
정화부	수분, 탄산가스 등 불순물 제거	청정, 흡착, 응축, 응고	장치규모, 원료공기, 압력, 제품종류, 생산량 등에 의한 선택 또는 복합방식채용
열교환부	원료공기, 보조사이클의 냉각 및 액화	대향류열교환기, 재생기, 알루미늄 판형 핀 열교환기, Hampson 열교환기	수분, 탄산가스 제거기 등 겸비
정류부	원료공기의 정류분류	선반식, 충전식 정류탑	다공식, 탄산가스 제거기 등 겸비
냉동 발생부	열교환기 손실열, 외부침입열, 액화열의 방지 및 냉동발생	J-T 효과에 의한 저온 발생, 단열팽창기관(팽창터빈, 팽창기), 캐스케이드식 냉동사이클	장치규모, 액체채취의 유무 등에 의해 냉동 발생 사이클 형식 선정

2.3.3. 본 연구의 공기 액화과정

2.3.3.1. 이론적 액화과정 해석

Fig. 2.5은 본 연구의 GM 냉동기를 이용한 이론적 공기액화의 공정도를 나타내며 작동순서에 따른 공기의 T-S 선도를 Fig. 2.6에 나타내었다. Fig. 2.5와 Fig. 2.6를 통해 각 과정별로 살펴보면 다음과 같다.¹⁵⁾

- 6-1 과정: 등은 압축을 하는 것으로 대기 공기가 공기 압축기를 거쳐 압축공기가 되는 과정
- 1-2 과정: 압축된 공기가 필터를 거친 후, 액체질소와의 열교환 과정을 통해 예냉이 되는 등압 냉각 과정
- 2-3 과정: 예냉과정을 통해 설정된 온도까지 떨어진 공기가 GM냉동기 1단과 열교환 과정을 통해 액화온도까지 냉각되는 등압 냉각 과정
- 3-4 과정: GM냉동기 2단에서 일어나는 과정으로 두 번의 열교환 과정을 통과한 공기가 액화되는 과정
- 4-5 과정: 액화된 공기 중 일부가 기화되는 과정
- 5-6 과정: 기화된 공기의 일부가 재순환하는 등압 과정

다음으로 열역학적 해석은 아래와 같다. 정상상태의 열역학 제 1법칙은 식 (6)과 같다.

$$\dot{Q}_{net} - \dot{W}_{net} = \sum \dot{m} h_o - \sum \dot{m} h_i \quad (6)$$

이를 압축기를 제외한 열교환기, 팽창장치, 액체 저장조에 대하여 적용

시키면 식 (7)과 같다.

$$\dot{Q}_{net} - \dot{W}_{net} = \dot{m} (h_f - h_1) \quad (7)$$

기체를 작동유체로 사용하여 압축 팽창시키는 system은 열역학 제 2법칙으로 식 (8)과 같다.

$$-\frac{\dot{W}_i}{\dot{m}} = T_1 (s_1 - s_f) - (h_1 - h_f) \quad (8)$$

특히 사용되는 냉동기와 액화기 사이의 냉매질량유량비율 r 은 식 (9)와 같다.

$$r = \frac{\dot{m}_r}{\dot{m}} \quad (9)$$

여기서 기체공기에 대한 액화율은 y 로서 식 (10)과 같이 표현된다.

$$y = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_f} + r \frac{h_a - h_c}{h_1 - h_f} \quad (10)$$

이러한 액화시스템의 성능을 평가하기 위한 지표로 액화효율(FOM: Figure of Merit)을 사용한다. 액화효율은 이상적인 경우의 단위 액화량당(\dot{m}_{ref}) 입력일(\dot{W}_i)을 실제 측정된 단위 액화량당(\dot{m}_f) 입력일(\dot{W}_a)로 나눈 값으로 이를 정의하면 식 (11)와 같다.

$$FOM = \frac{\dot{W}_i / \dot{m}_{if}}{\dot{W}_a / \dot{m}_f} \quad (11)$$

실제로 사용되는 Linde-Hampson 액화시스템의 경우 200bar 정도로 공기를 압축, 팽창시키고 300K에서 열교환의 효과를 100%, 압축기 총 효율을 100%로 가정하여 수행한 결과 액화효율은 대체로 약 0.1313의 값을 갖는다. Table 2.6은 1atm, 300K의 경우 주요기체의 액화온도와 액화 시 필요한 단위 액화량당 이론적 일을 나타내고 있다. Table 2.7는 Linde-Hampson system에서 각각의 유체들을 사용하여 $P_1=101.3\text{kPa}$, $T_1=300\text{K}$ 에서 $P_2=20.265\text{MPa}$, $T_2=300\text{K}$ 로 압축을 하여 열교환기를 거친 후 J-T 팽창을 통해 액화를 할 때 나타나는 압축일률이다.¹³⁾

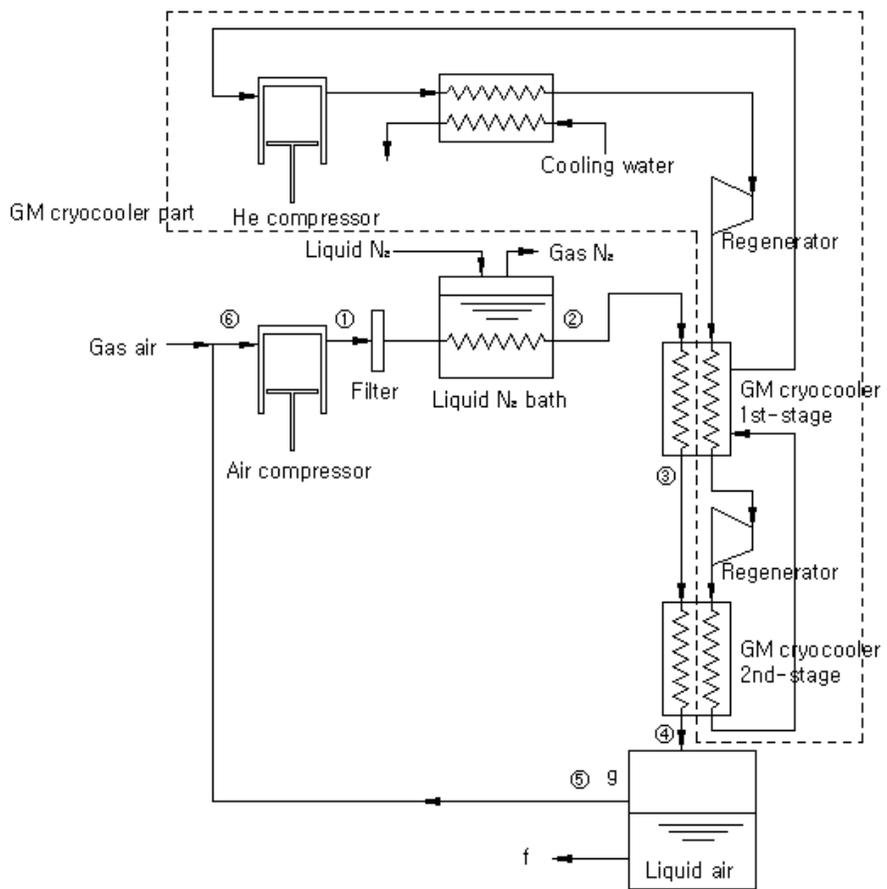


Fig. 2.5 Liquid nitrogen-precooled Linde-Hampson system for air

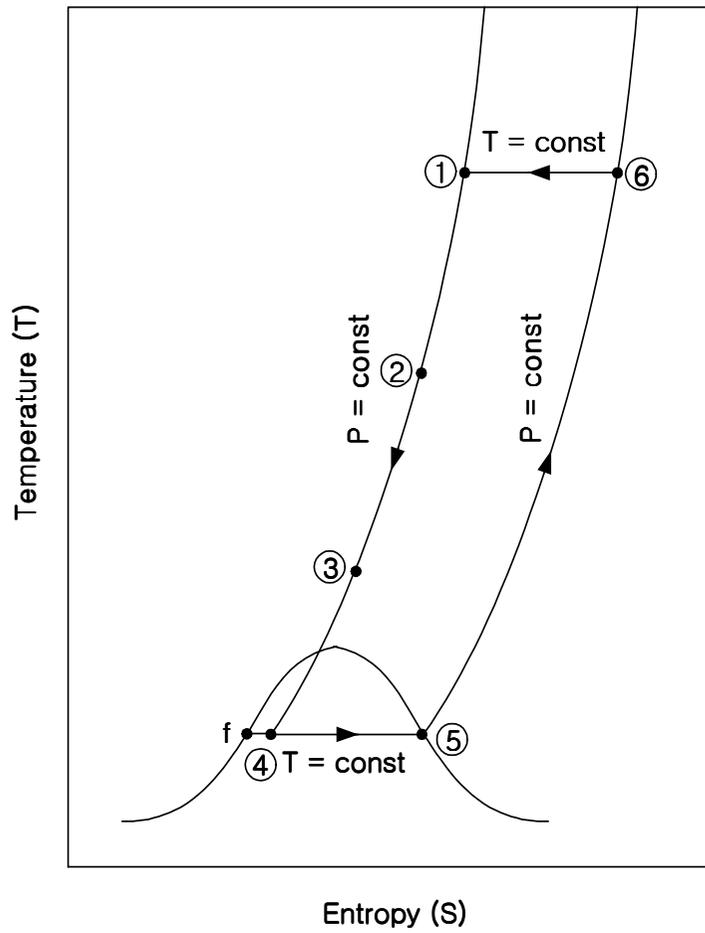


Fig. 2.6 Cycle path on the T-S diagram of the air

Table. 2.6 Ideal-work requirements for liquefaction of gases
(Initial condition at 300K and 1atm)

Gas	Normal Boiling point	Ideal Work of Liquefaction($-W_i/m_f$)
	K	kJ/kg
Nitrogen, N ₂	77.36	768.1
Air	78.8	738.9
Argon, Ar	87.28	478.6
Oxygen, O ₂	90.18	635.6

Table. 2.7 Performance of the Linde-Hampson system
using different fluids.

($P_1 = 101.3$ kPa, $P_2 = 20.265$ MPa, $T_1, T_2 = 300$ K,

Heat-exchanger effectiveness, compressor overall efficiency = 100%)

Fluid	Normal Boiling point (K)	Liquid Yield (\dot{m}_f/\dot{m})	Work per Unit Mass compressed (kJ/kg)	Work per Unit Mass Liquefied (kJ/kg)	FOM (\dot{W}_f/\dot{W})
N₂	77.36	0.0708	472.5	6673	0.1151
Air	78.8	0.0808	454.1	5621	0.1313
Ar	87.28	0.1183	325.3	2750	0.1741
O₂	90.18	0.1065	405.0	3804	0.1671

2.3.3.2 GM 냉동기의 작동원리

소형 냉동기는 대표적으로 GM refrigerator, Philips refrigerator (Stirling cycle), Pulse-tube cooler 등이 있다. 이중 GM냉동기는 1959년 W. Gifford와 H. McMahon에 의하여 개발된 냉동기이며, 1970년대부터 극저온 고진공펌프(cryopump)로 응용되면서 대량생산하였다. Fig. 2.7는 GM냉동기의 구성을 나타내고 있다.¹⁵⁾

이 냉동기의 가장 큰 특징은 두 개의 밸브를 이용하여 압축기를 재생과 팽창으로부터 분리했다는 점이다. 이 분리는 기하학적 분리는 물론, 압축기와 팽창기가 서로 다른 속도로 운전할 수 있게 함으로써 압축기 선택의 폭을 넓혔다는 점에서 중요하다. 보통 일반 공조용으로 대량생산되는 수천 rpm의 압축기를 사용 할 수 있으며, 밸브와 팽창부는 수십 또는 수백 rpm으로 운전된다.¹⁶⁾

GM냉동기의 또 다른 특징은 실린더 양단의 압력차가 매우 작다는 점이다. 이 압력차는 단지 재생기를 통한 유체의 압력강하 차이로 그 구동장치가 크게 간단해 졌다. 실제로 대부분의 GM냉동기에서는 소형 직류모터를 사용하고 있다. 반면에 저온의 고압냉매가 외부로 일을 하지 않고 밸브와 재생기에서 소산(dissipation)되므로 열역학적 효율은 낮은 편이다. 구동장치의 간편화와 효율의 감소는 서로가 교환효과(trad-off)로 생각할 수 있는데, 현대의 많은 응용분야에서는 냉동기의 효율보다는 신뢰도가 더 중요하다는 면에서 GM냉동기가 크게 성공하였다.^{15),16)}

GM냉동기는 1단으로 약 30K까지 도달할 수 있으며, 그 이하의 온도에는 2단형으로 제작된다. 실제 냉동기에서 재생기는 실린더 외부에 별도로 제작하는 경우도 있고, 재생기 내부나 실린더 벽에 위치하기도 한다.

Fig. 2.7을 통해 각 과정별로 살펴보면 다음과 같다.

- 1-2 과정: 실린더가 하단에 위치한 상태에서 유입밸브가 열리고 헬륨이 실린더의 상단공간에 채워지면서 등온압축하게 된다.
- 2-3 과정: 피스톤이 실린더의 상부로 이동하면서 피스톤 상부의 헬륨 가스는 재생기를 거쳐 하부 팽창공간으로 이동된다. 헬륨 가스는 시스템 내에서 압력을 일정하게 유지하기 위해 재생기를 통과하면서 냉각되고 부피는 작아지게 된다.
- 3-4 과정: 피스톤이 실린더의 최상부로 이동하면서 유입밸브가 닫히고 방출밸브가 개방되면서 하부 팽창공간 내의 헬륨이 팽창하여 저온을 형성하게 된다.
- 4-5 과정: 저온의 헬륨가스는 실린더가 상부에서 하부로 이동함에 따라 열교환기를 통과하고 이때 열을 흡수하여 저온을 제공한다.
- 5-1 과정: 열교환기를 통과한 헬륨가스는 재생기를 거쳐 다시 저온을 제공하고 대기온도까지 상승하게 된다.

시스템에서 필요한 총 일량은 식 (12)와 같다.

$$-W/m = [T_1(s_1 - s_2) - (h_1 - h_2)]/\eta_c \quad (12)$$

저온에서 제거되는 에너지에 관한 식은 (13)과 같다.

$$Q_c/m = (m_e/m)(h_5 - h_4) = \eta_{hex}(m_e/m)(h_5 - h_4) \quad (13)$$

여기서 m_e 는 하부팽창(3-4과정)에서 헬륨가스의 질량이며 m 은 압축기에서 압축되는 헬륨가스의 총질량이다. 팽창공간의 부피는 일정하게 유지되므로 질량비 m_e/m 는 식 (14)과 같이 쓰여 질 수 있다.

$$m_e/m = \rho_4/\rho_3 \quad (14)$$

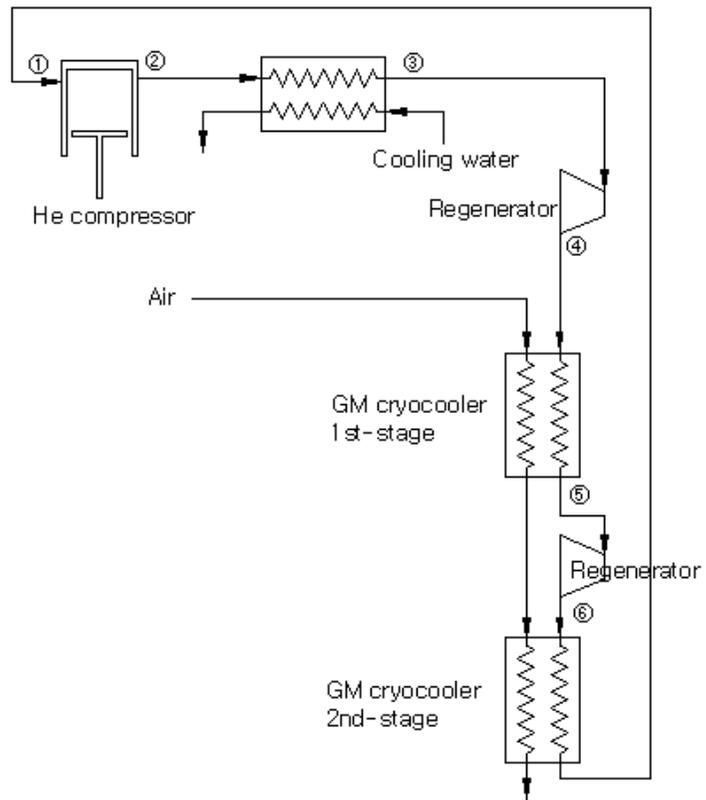


Fig. 2.7 Schematic of Gifford-McMahon refrigerator

2.3.3.3 본 연구의 액화 공정

공기를 이루고 있는 주성분인 산소, 질소, 아르곤은 산업계에서 매우 광범위하게 사용되고 있으며 용도도 다양하다. 그 제조 방법은 공업적으로 대부분 공기를 정제, 냉각하여 액화과정을 거친 후, 정류, 분리하여 만드는데 이 방법을 일반적으로 공기액화분리라고 한다.¹²⁾ 따라서 공기액화 분리 장치에는 크게 공기를 액화하는 장치와 액화된 공기를 분리하는 장치로 나눌 수 있다.

본 연구는 대기 중의 공기를 고 밀도 Filter의 이용으로 먼지와 수분을 제거하고 압축기로 약 35bar까지 가압할 수 있는 공기 압축장치를 구성하였고, 액화천연가스 냉열을 이용하기 위해 적절한 열교환 시스템을 개발하였다. 또한 시스템 구성이 간단하고 저가이며 유지보수가 용이한 GM 냉동기를 이용한 직접냉각시스템을 선정하여 공기액화장치를 설계, 제작하였고 압력과 예냉에 따른 공기액화의 특성을 수행함으로써 액화장치에서 공기 충전 압력과 예냉이 액화성능에 미치는 영향을 실험적으로 규명하였다. 그리고 외부로부터 열의 유입에 의한 기화손실을 최소화하고 액화효율을 향상시키기 위해 극저온단열 기술인 다층단열(MLI; Multi Layer Insulation)을 통한 복합단열시스템을 구성하였다. 다층단열은 복사에 의한 열손실을 방지하기 위한 것으로 본 논문에서는 100겹을 감아 복사열손실을 최소화 하였고 Diffusion pump를 이용하여 10^{-7} torr로 진공도를 유지하였다. 이를 통해 예냉에 필요한 열교환기술과 공기액화 공정기술, 단열기술 등에 대한 설계의 기초 기술 확립과 예냉을 통한 공기액화의 거동 및 특성을 분석하여 냉열산업기술의 경제성을 검토하여 냉열산업의 타당성을 확보하고자 하였다.

2.4 선행연구 고찰

실제 예냉을 통한 소형 공기액화에 관련된 선행 연구는 극히 적으며 소형액화장치로 GM냉동기를 이용하거나 작동유체, 작동압력, 시험부 등의 실험조건이 상이하므로 그 결과 또한 일치하지 않음을 알 수 있다. 본 연구에서는 액화장치, 열교환기 그리고 단열 연구 등을 결합하여 연구수행을 행해야 하므로 선행 연구들을 고찰하기 위해 크게 다음 3가지로 분류할 있다.

먼저 GM 냉동기에 관한 연구논문을 살펴보면 다음과 같다. 현재 GM 냉동기를 이용한 연구는 수소에 관한 액화시스템에 대한 실험이 주를 이루고 있다. 이들 연구결과를 살펴보면 대표적으로 상용화된 3가지의 GM 냉동기를 채택하여 수소액화시스템의 성능해석을 수행하였다. KIST, 열유동제어연구센터에서 발표한 상용 극저온 냉동기를 채택한 수소액화 시스템의 성능해석을 살펴보면 다음과 같다. 현재 상용화되어 있는 CTI 1020CP, CVI 회사의 1단 냉동기인 CGR009, CGR011을 선정하여 압축기로 유입되는 압축 유량, 압축압력 및 열교환기의 유용도에 대하여 실제 액화할 수 있는 액화유량을 계산하였고 그 결과를 Table 2.8에 제시하였다. 액화유량은 대체로 압축압력이 80~120bar에서 최적을 보였으며 각각의 냉동기 모델에 대한 시스템에 대해 모두 같은 경향을 나타내고 있다. 열교환기의 유용도에 따라 그 값은 약간씩의 차이가 있으나 냉동기 자체의 성능에는 무관한 것을 알 수 있다. 대체적으로 최대 액화유량은 열교환 유용도가 0.95일 최적의 압축압력은 110bar이며 이 때에 액화시킬 수 있는 최대의 액화유량은 0.00623g/s로 적합한 예냉온도는 67K가 된다.¹⁷⁾ 같은 냉동기를 사용하여 공기액화의 적용한 연구가 적기 때문에 동일 성능을 비교할 수 없으므로 수소액화에서 사용한 성능을 간접적으로 비교할 수 있다.

다음으로 열교환기에 대한 연구를 살펴보면 다음과 같다. 초 저온 영

역에서 열교환기에 대한 연구는 독일의 Linde가 공기의 액화에 사용하기 위해 제작한 이중관형 열교환기로부터 시작되었다. 이 Linde 열교환기는 이중관형 열교환기로서 바로 뒤이어 등장한 셸앤튜브 형식의 Hampson 열교환기와 함께 코일 관형 열교환기의 주를 이루게 되었다. Linde 열교환기는 확실한 향류를 만들어주는 장점이 있는 반면에 상대적으로 Hampson 열교환기에 비해 열전달이 나쁘기 때문에 대부분의 연구가 Hampson 열교환기에 대해 이루어져 왔다. 그러나 Linde 열교환기는 Hampson 열교환기에 비해 가격이 싸고 제작하기 쉬우며 크기가 작은 장점을 가지고 있어 지금도 많은 곳에 이용이 되고 있다.

Hampson 열교환기에 대한 연구를 살펴보면, Eckert는 Hampson 열교환기의 셸 측 막(film) 열전달계수와 압력강하를 계산하여 관계식을 제시하였고, Schmidt은 관측에 생기는 이차유동 효과에 의한 열전달계수의 향상을 실험식으로 제시하였다. 수소기체를 사용한 실험으로서 Geist와 Lashmet은 JT 팽창을 포함하고 있는 Hampson형의 열교환기의 냉동성능을 수소를 사용해 측정하였다. Meier은 para-ortho 수소변환을 고려한 Hampson형의 열교환기 실험을 통해, 촉매를 담고 있는 열교환기의 성능을 예측할 수 있는 관계식을 제시하였다.

Linde 열교환기에 대한 연구는 초저온이 아닌 영역에서 많이 이루어졌는데, Heshizume은 R-22를 사용하여 응축기나 증발기로 사용되는 수평 이중관식 열교환기의 열전달계수를 구하는 실험을 하였다. Janes와 Bellotty는 이중관 열교환기의 온도와 압력분포를 유한차분법을 사용하여 일차원적으로 해석하였다. 또한 한창섭은 이중관 열교환기에서 정상상태와 과도상태에서의 열전달을 유한차분법으로 해석하였다. 그러나 상기의 연구결과는 초저온 영역에서 이용되어야하는 열교환기의 설계에 적용하기에는 한계가 있다.¹⁸⁾

초저온 열교환기의 유용도를 정확히 예측하는 것이 필요하지만 일반적인 열교환기에 대한 상관식으로부터 초저온용 열교환기의 성능을 예측하

는 것은 많은 오차를 야기 시킨다. 이것은 초저온 영역에서는 물성이 일반 영역에서와 많이 차이가 나기 때문이다. 또한 상온에서는 무시될 수 있을 정도의 복사열이 초저온에서는 중요하게 나타나고, 열교환기를 구성하고 있는 고체의 열전도 손실도 크게 증가하여 열교환기의 유용도에 큰 영향을 미친다. 모든 액체와 고체의 비열 또한 초저온 영역에서는 크게 감소하게 된다.

단열방법에 대해 살펴보면 다음과 같다. 초저온에 사용되는 단열방법에는 다음 6가지를 들 수 있다. Expanded foams, gas-filled powders, fibrous materials, vacuum alone, evacuated powders and fibrous materials, opacified powders 그리고 multilayer insulations 등이 있다. 이중 다층단열 방법은 P. Peterson이 처음 개발하였고 Kropschot et al. Hnilicka, Black and Glaser, Matsch 그리고 Caren과 Cunningham에 의해 연구되었다. 현재 초저온 단열방법으로 가장 많이 사용하고 있으며 열차폐 효율에 대한 연구가 진행중에 있다. 각각 단열방법의 장점과 단점을 Table 2.9에 제시하였다.¹¹⁾

현재 일본에서는 액화천연가스를 이용한 수기의 공기액화플랜트를 운영하고 있다. 각 플랜트의 운영조건과 규모는 비교할 수 없지만 본 논문의 결과를 비교하기 위해 Table 2.10에 각각의 용량과 기존 방식의 공기액화의 용량과 소모 전력을 나타내었다.⁹⁾

Table 2.8 Optimal data of three cryogenic refrigerators
for given parameters in the system

	CTI 1020CP	CVI CGR009	CVI CGR011
Heat exchanger effectiveness: ϵ	0.95	0.95	0.95
Compressor work (w)	270.4	604.5	1295.5
Precooling load (w)	30.34	51.13	102.2
Precooling temperature (k)	66.98	77.58	80.20
Optimal high prssure (bar)	110	120	120
Optimal mass flow (g/s)	0.032	0.07	0.15
Maximum liquefied mass flow (g/s)	0.00623	0.00961	0.0187
Liquid yield : y	0.1948	0.1373	0.1247
Figure of merit : FOM	0.0143	0.0374	0.0332

Table 2.9 A comparison of the advantages and disadvantages of the insulations used in cryogenic system

	Advantages	Disadvantages
Expanded foams	낮은 비용 rigid vacuum jacket 필요 없음 기계적 효율이 좋음	높은 열 수축 시간에 따라 열전도가 변함
Gas-filled powders and fibrous materials	낮은 비용 불규칙 구조에 쉽게 적용 화재성이 없음	증기 barrier 필요 전도도 증가
Vacuum alone	복잡한 구조물에 쉽게 적용 Cool down 이 적음 내부와 외부 간격이 적음	높은 진공도를 필요 낮은 방사율이 필요
Evacuated powders and fibrous materials	상대적으로 진공도 작음 복잡한 구조물에 쉽게 적용 진공이 쉽게 됨	진동부하와 열적 사이클링 진공 필터가 필요
Opacified powders	Evacuated powder보다 더 성능이 좋음 복잡한 구조물에 쉽게 적용 진공요구도가 상대적으로 낮음	Evacuated powder 보다 비용이 비쌈 알루미늄의 폭발성이 있음 금속물에 문제가 있음
Multilayer insulations	최고의 단열 효과 무게가 적게 들어감 낮은 Cool down 안정성이 좋음	체적당 비용이 많음 복잡한 면에 적용이 어려움 고 진공도가 필요

Table 2.10 The capacity of the air liquefaction plants

	Tokyo Liquefied Oxygen co.,Ltd.	Tokyo Oxygen and Nitrogen Co.,Ltd.	Conventional Type
Location	Isogo, Yokohama	Sodegaura, Chiba	-
Production Capacity (Nm³/h)	20,000	18,300	10,000
Liquid Oxygen (Nm³/h)	6,500	6,000	7,000
Liquid Nitrogen (Nm³/h)	13,500	12,300	3,000
LNG Consumption (T/H)	60	45	-
Electric Power Consumption (KWH/product Nm³)	0.4	0.4	1.1~1.2

제 3장 공기액화 실험장치 및 실험방법

3.1 실험장치

본 연구에서는 시간당 1L 액화용량의 설비를 구축하여 기체공기를 액화할 수 있는 시스템을 제작하였다. 시스템은 크게 공기압축기, 실린더, 열교환기, GM냉동기, 액화포집용기 그리고 진공펌프로 구성되어 있으며, 시스템의 실험장치도는 Fig. 3.1에 나타내었다.

공기압축기는 고압공기 압축기로 모델명은 LT-104이고 저진동 및 저회전으로 내구성이 크며 1150rpm의 속도로 2단으로 구성이 되어있다. 정격부하 3.7kW로 용량은 $20\text{Nm/hr} \times 30\text{bar}$ 로서 소용량의 유량을 사용할 때 적당하다. 효율은 82.5%이다. 2단 공랭식으로 1단과 2단의 압력계가 설치되어 있으며 안전을 위해 압력 지시계를 설치하여 35bar의 압력에 도달하면 자동으로 운전이 정지되는 구조로 되어있다. Table 3.1에 주요제원을 표시하였다.

본 논문에서는 실린더에 압축공기를 저장하여 사용하는 것이므로 35bar의 압력까지 견딜 수 있는 실린더 6개를 설치하여 공기를 저장할 수 있게 하였다. 각각의 실린더에 압력계를 설치하였고 압력조절 밸브를 설치하여 공기의 압력을 조절하였다. 또한 양질의 공기를 공급하고 수분 등을 제거하기 위해 그 입구와 출구에 3개의 필터를 구성하였으며, 각각 5 micron(Pre Filter), 1 micron(Line Filter), 0.01 micron(Coalescent Filter)으로 구성되어있어 수분과 탄산가스 그리고 먼지 등을 제거하게 된다.

열교환기는 액화천연가스 대신 그 온도가 비슷한 액체 질소를 이용하여 pond-type 열교환기를 제작하였다. 질소의 잠열은 199.6kJ/kg 이고 액화천연가스의 잠열은 액체메탄을 기준할 때 511kJ/kg 이 된다. 이는

-196℃의 액체질소가 훨씬 빠르게 기화되며 전열효과가 크게 된다. 그러나 본 논문에서는 일정한 공기주입 압력에 대한 최종 액화량은 액화장치 용량과 예냉 온도에 의하여 결정되므로 예냉 매체의 종류에는 무관하게 되므로 액체질소를 사용하였다. 설계는 크기선정을 목적으로 이루어졌으며 실 제작을 하여 성능실험을 수행하였다. 열전달계수를 구하기 위해서 원 관에 적용되는 Gnielinski 상관식에 Petukov and Roizen이 제안한 수정계수를 곱한 식을 사용하였다. 이 식은 기본적으로 운동량전달과 열전달 현상의 유사성을 이용하는 것으로 그 정확성이 매우 좋다.^{20),21)} 열교환기의 설계에서 다음을 가정하였다.

- ① 원 관내에 액체질소 증발이 일어나는 경우도 고려한다.
- ② 과내외측의 불결계수는 무시한다.
- ③ 모든 유동 및 열전달과정은 정상상태이다.
- ④ 유체의 물성치는 일정하며 평균온도에서 계산한다.

총괄열전달계수는 13.834 W/m²K 로 설계하였으며 총열전달면적은 0.1234m²으로 설계하였다. 하나의 열교환기를 통해 243K, 213K, 173K의 온도가 필요함으로 그 온도 범위에 따라 관의 길이를 설정하여 층을 이루게 하였다. 열교환기 입구와 출구에 Thermocouple을 설치하여 온도를 체크하였고 각 층에도 Thermocouple을 설치하여 열교환기의 성능을 알 수 있게 하였다. 설계 결과는 Table 3.2에 요약하였으며 그 구성은 Fig. 3.2에 나타내었다.

GM 냉동기는 Sumitomo 중공업사의 RDK 408S 모델로서 헬륨을 냉매로 사용하고 2단으로 구성되어있으며 수냉식으로 사용하였다. 전력부와 냉동부로 크게 나누어져 있으며 1단의 온도는 33.3K에서 35W, 2단은 9.2K에서 6.3W의 용량을 가진다. 헬륨의 압력을 측정할 수 있게 압력계가 설치되어 있으며 사용시간을 체크할 수 있는 타이머가 부착되어 있다. 각각의 단에서 걸리는 온도와 매질에 따라 전력량은 다르게 나타나게 된다. 각 1단과 2단에 Thermocouple을 설치하여 실험시작 후 중

료까지 온도를 체크하였다. Sumitomo 중공업사에서 제공한 제원 및 성능표를 Fig. 3.3, 3.4에 제시하였다.

주요 구성요소인 액화포집용기는 열전도성이 낮으며 압력과 내부식성이 강한 스테인리스강으로 제작하였으며 단열을 위해 2중 실린더로 설계하였다. 실험이 시작되면 액체질소와 열교환을 거친 초저온의 공기가 유입이 되므로 밸브 역시 초저온용 밸브를 사용하여 부착하였다. 액화포집용기는 외부로부터의 전도, 대류, 복사에 의한 열손실을 최소화 할 수 있도록 진공챔버와 복사실드를 설치하였다. 액화포집용기의 외부에는 복합단열재인 MLI로 100겹을 감아 복사열손실을 극소화 하였으며, 액화포집용기와 함께 구성되어있는 진공챔버에는 진공펌프와 Diffusion 펌프를 이용하여 10^{-7} torr로 진공도를 유지하였다. 액화포집용기의 입구와 출구에 Thermocouple을 설치하였으며 액화포집용기 내부의 바닥부터 위로 1cm간격으로 10개의 Thermocouple을 설치하여 액화된 공기의 량을 알 수 있게 하였다. 또한 액화포집용기 외부의 진공챔버 입구에 진공도를 파악하기 위해 고진공압력계를 설치하였다.^{19),20)} 액화포집용기의 재원은 Fig. 3.5에 나타내었다.

각 장비의 온도측정은 극저온용 온도센서인 Thermocouple을 이용하여 열교환기 입구와 출구, 냉동기 1단과 2단, 액화용기 바닥 면과 그 위로 1cm 간격으로 10개를 부착하였다. 실험에 앞서 모든 온도센서는 액체질소를 이용하여 온도보정을 수행 하였다. Thermocouple에서 측정된 데이터는 DATA LOGGER MDL-MD를 컴퓨터와 연결하여 3초 간격으로 데이터를 수집하게 하였다.

실험장치에 공기를 공급하는 관은 SUS(3/8in, O.D)를 사용하였고, 열교환기는 열전도도가 높은 동관(3/8in O.D)를 사용하여 구성하였으며 실제 실험장비는 Fig. 3.6에 제시하였다.

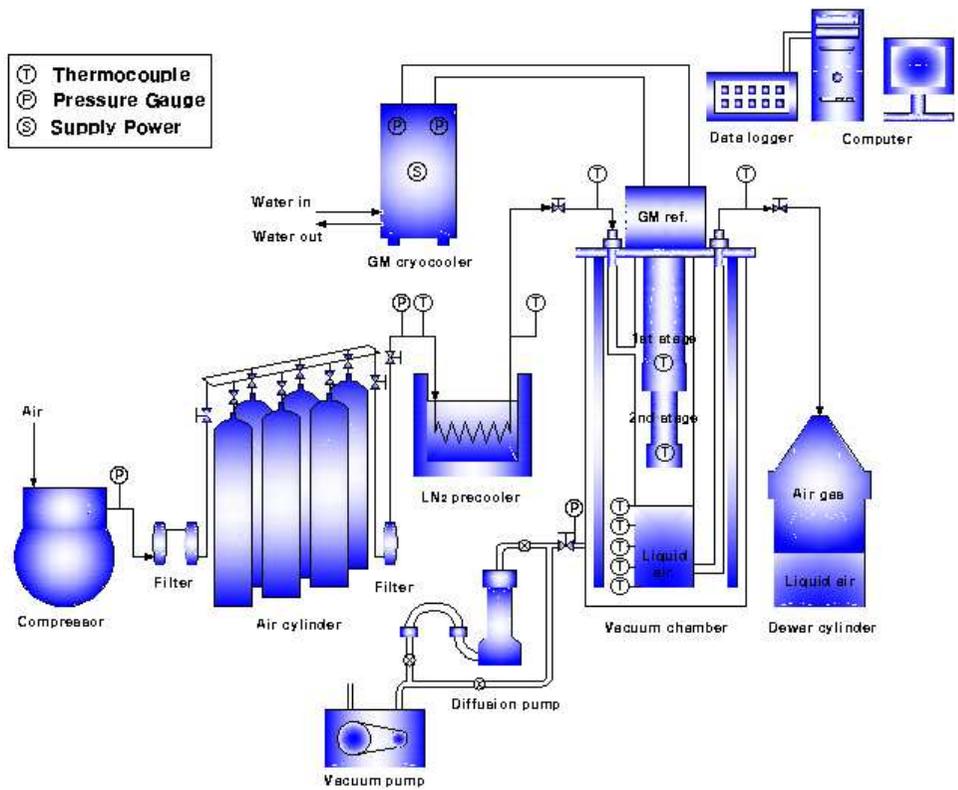


Fig. 3.1. The schematic diagram of the air liquefaction system

Table 3.1 Data sheet of air compressor

MODEL	LT-104
TYPE	2-STAGE AIR COOLED
NO. OF CYLINDER	2
CYLINDER BORE <1단 / 2단 >	100mm / 45mm
STROKE	42 mm
CAPACITY(F.A.D)	15 m ³ /hr
REVOLUTION	1150 rpm
NORMAL WORKING PRESSURE	30 kg/cm ²
AMBIENT AIR TEMPERATURE	Max. 45℃
LUBRICATION SYSTEM	SPLASH
VIBRATION LEVEL	Max. 0.2mm(PEAK TO PEAK)
NOISE LEVEL	Max. 85 dB(A)
REQUIRED POWER	3.5 kW
METHOD OF DRIVING	DIRECT COUPLING
ROTATION(FROM FAN)	C.W.
WEIGHT	ABOUT 75 kg
PAINT COLOR	5Y 7/1

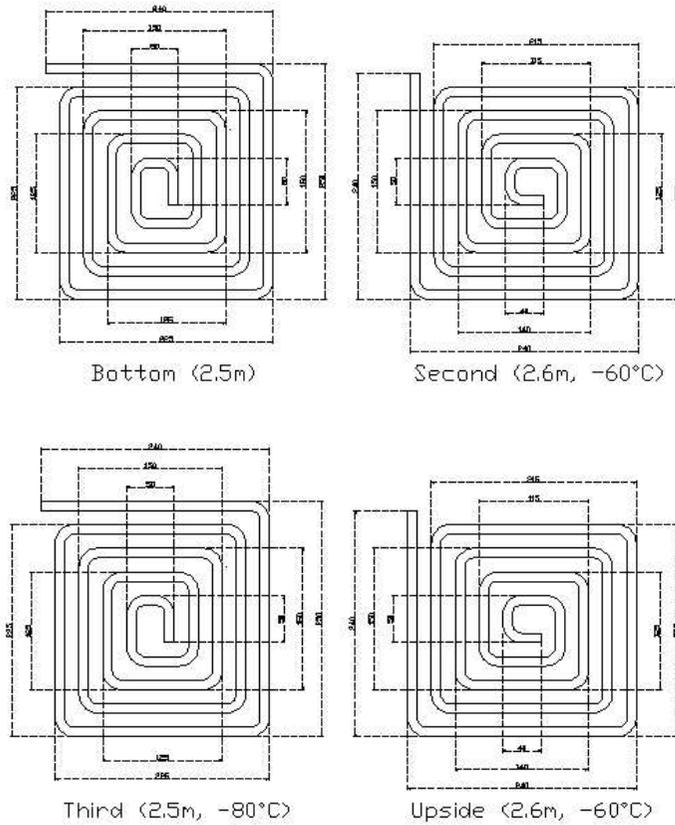
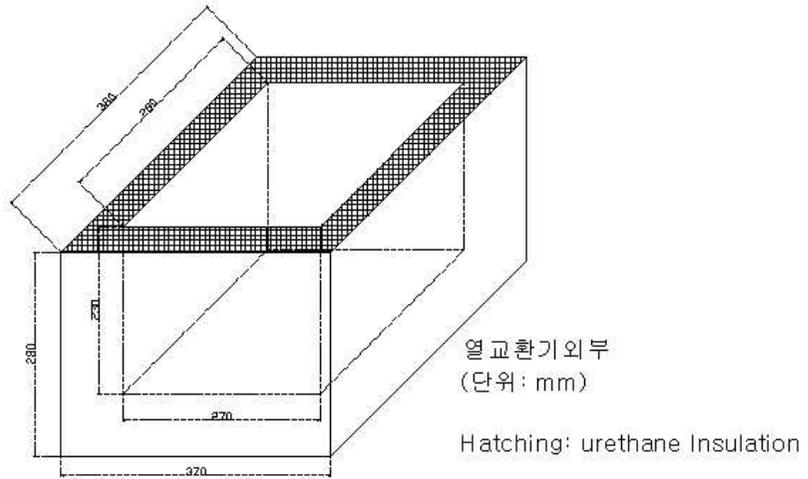


Fig. 3.2 Schematic of the exchanger

Table. 3.2 Design of the pond type exchanger

설계조건			
공기입구온도 = 30℃		공기출구온도 = -100℃	
공기관 = 3/8 in (동관 k = 430W/m·k)		공기 유속 = 80 l/min	
내부관내경(d_i) = 0.007350 m		외부관내경(d_o) = 0.009525 m	
LN ₂ 온도 = -196℃		환상관내경(D_i) = 0.02 m	
관내부 면적	$A_i = \frac{\pi}{4} D_i^2$	$4.243 \times 10^{-5} \text{ m}^2$	
총 열량	$Q = m \cdot C_p \cdot \Delta T$	259.2 W	
내부유동	$Re = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi D_i \mu}$	22488.1(난류)	
	Gnielinski-Petukov and Roizen		
	$h_i = Nu \cdot \frac{k_{air}}{D_i}$	148.34 W/m ² K	
외부유동	환상공간의 이중관을 가정 h_o	15.736 W/m ² K	
총괄열전달계수	$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + \frac{D_o}{2k_{copper}} \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right) + \frac{1}{h_i} \left(\frac{D_o}{D_i}\right)$	13.834 W/m ² K	
열전달면적	$A = \frac{Q}{U \Delta T_{LM}}$	0.1234 m ²	
관길이	-100℃	$L = \frac{A}{\pi D_o}$	4.124 m
	-80℃	"	3.160 m
	-60℃	"	2.406 m

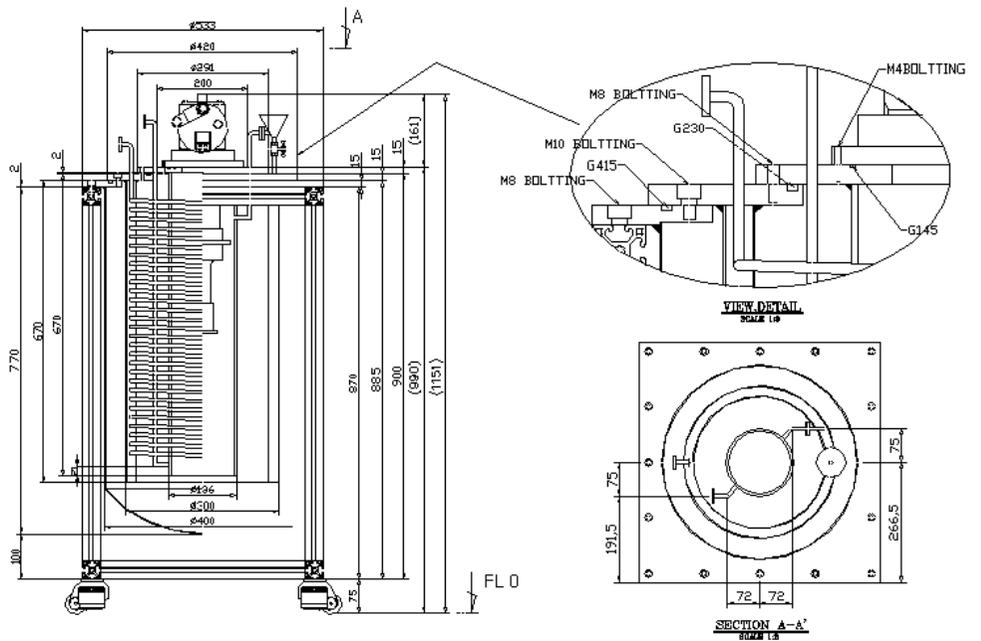


Fig. 3.5 Mechanical drawing of cylinder



a. Air compressor



b. Air cylinder



c. Filter(5micron, 1micron)



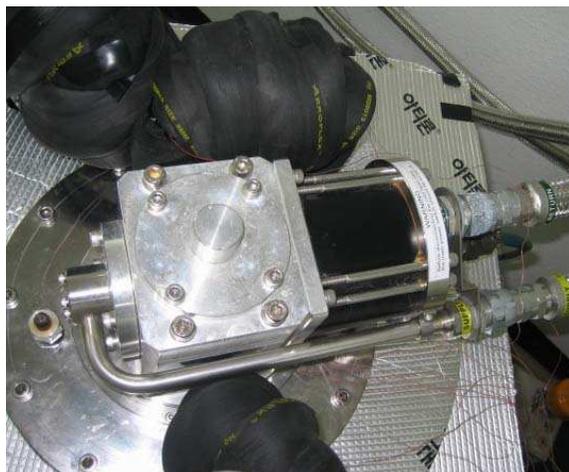
d. Filter(0.01micron)



e. LN₂ Exchanger



f. Cyostat



g. GM refrigerator head



h. Liquefied Air vessel



i. LN₂ Tank



j. Diffusion pump

Fig. 3.6 Photographs of equipment

3.2 실험방법

본 연구는 액화천연가스의 냉열을 이용한 공기액화의 냉열이용 핵심 기술에 대한 실험적 검증을 통하여 냉열 이용기술의 국산화와 응용력 확보가 가능하도록 하고자 하는 것이다. 공정은 현 공기액화공정과는 달리 액화천연가스냉열에 의한 냉각공정을 갖추게 되므로 기존의 공정과 열교환 공정 등이 차이가 나게 된다.

액화천연가스 냉열의 온도에 따른 연구 수행에 앞서 실험실에는 액화천연가스를 구할 수 없으므로 그 물성이 비슷한 액체질소를 사용하여 주입되는 공기온도를 173K, 193K, 213K 로 예냉을 수행한다.

본 실험은 예냉의 정도에 따른 액화수율의 변화를 실험하는 것으로 공기 액화수율의 영향인자인 액화천연가스와 액체질소의 매체 차이, 열교환기 종류에 따라 전열량이 변화될 것이다.

이를 위한 연구 수행의 구체적 방법은 다음과 같다. 먼저 고압의 공기 압축기를 이용하여 35bar의 압력까지 6개의 실린더에 공기를 채운 후 필터를 통하여 수분과 먼지를 제거한다. 약 10분 동안 전체 관의 퍼지 작업이 끝나면 진공펌프를 가동하여 2중으로 설계된 액화포집용기의 외부용기를 10^{-6} torr의 고진공으로 형성한 후 정제된 고압 공기를 액화포집용기에 주입하고 GM 냉동기를 가동하여 실험을 수행한다.

GM 냉동기를 가동시킨 후 액화포집용기 내부에 부착되어 있는 각 센서의 온도가 공기액화 온도에 도달하면 기체공기의 액화가 시작됨을 알 수 있다. 액화가 진행되는 동안 기체공기의 온도가 떨어지게 되고 그 비체적이 감소하게 된다. 이 비체적 감소로 인해 액화포집용기의 내부압력이 떨어지게 되므로 압력을 일정하게 유지하기 위하여 기체공기를 지속적으로 보충해 준다. 액화가 시작되면 액화포집용기의 바닥온도는 액체공기의 온도로 일정하게 유지되며 시스템은 정상상태에 도달하게 된다. 정상상태에서 액화가 진행된다면 액화포집용기 내부 바닥에서부터 위로

1cm 간격으로 부착된 열전대를 통하여 액체공기의 수위를 파악한다.

충전되는 공기의 압력변화에 따른 실험은 0.1~0.4 MPa의 압력에서 각각의 경우에 따른 액화공기량, GM 냉동기소요전력, 액화포집용기내부의 온도변화를 측정한다. 액화가 진행되면서 생성되는 액체공기가 액화포집용기 저장용량의 한계인 2L에 도달하면 GM냉동기를 정지시킨 후 액화된 공기는 Cylinder에 남아 있는 기체의 압력을 이용하여 초저온 저장조에 저장, 보관한다.

제 4 장 실험결과 및 고찰

4.1 무부하 성능실험

본격적인 공기액화 실험을 수행하기 전, GM 냉동기의 성능을 측정하기 위해 대기온도에서 무부하 냉각성능실험을 수행하였다. 먼저 액화포집용기 내부와 외부 사이를 10^{-6} torr의 고진공으로 만든 후 GM냉동기를 가동하여 GM냉동기 1단과 2단의 온도변화를 시간에 따라 측정하였고 그 결과를 Fig. 4.1에 나타내었다.

GM 냉동기의 특성상 1단이 먼저 냉각된 후 2단의 온도가 급격히 냉각되어 역전이 된다. 15분 후 173K에서 2단의 온도가 역전이 되고 45분이 경과하면 냉동기의 1단과 2단의 온도가 정상상태에 도달한다. 정상상태에서 냉동기 1단은 24K, 2단은 7K까지 도달하였다. 이를 냉동기 제조사에서 제공한 성능표인 Fig. 3.4와 비교한 결과 그 성능이 비슷함을 알 수 있었다.

이를 통해, 연구에 사용된 액화포집용기는 적절한 단열설계가 이루어졌으며 냉동기의 성능 또한 우수함을 알 수 있었다.

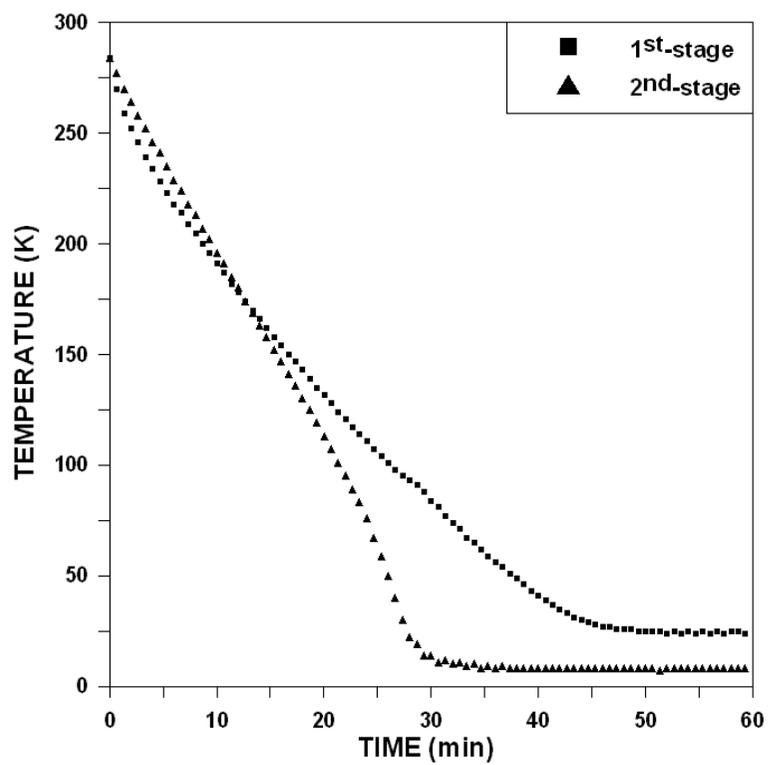


Fig. 4.1 Cool down curve of GM refrigerator without load

4.2 압력변화에 따른 액화공기의 유량특성

본 연구에서는 예냉에 따른 실험을 하기에 앞서 1 ~ 4bar 사이에서 예냉이 없이 시간에 따른 유량특성을 알아보았다.

먼저 Fig. 4.2는 1bar에서 시간에 따른 공기의 액화량을 나타낸다. 공기의 유량은 초기 GM 냉동기의 냉각으로 인한 공기의 비체적 감소로 액화가 시작하기 전까지 서서히 증가하게 된다. 약 20분 후 1단의 온도가 액화온도에 도달하게 되고 약 33분 후 2단의 온도 역시 액화온도에 도달하게 된다. 45분 후 유량이 급격하게 변화하는데 이는 GM 냉동기에서 최초 생성된 액체공기가 용기와의 접촉으로 액화용기를 냉각시킨 후 다시 기화하는 것을 반복하는 것이다. 즉, 45 ~ 50분 사이에 공기는 액화되기 시작한다. 55 ~ 60분 사이에 최대 유량이 나타났다가 약 70분까지 다시 감소하는 현상이 일어나는데 이는 GM 냉동기의 표면에 액체공기가 생성되면서 실제 냉동장치 표면에 액체막이 형성되어 냉동장치에서 생성되는 열의 전달이 차단되어 나타나는 현상으로 보인다. 약 80분후 냉동기의 액화량이 정상상태로 유지됨을 알 수 있다.

Fig. 4.3은 각각의 압력에서 시간에 따라 액화되는 공기의 액화량에 대한 결과이다. 기체공기가 액화되기 시작하는 40 ~ 50 분을 기준으로 액화량의 현격한 차이를 보인다. 실험초기 용기 내 주입되는 공기의 압력이 높을수록 유량은 증가하며 액화소요 시간은 압력이 증가할수록 감소한다. 이는 압력이 높을수록 공기의 포화온도 상승과 액화잠열의 감소, 액화용기 내 상변화에 따른 공기의 밀도증가 등으로 인해 자연대류에 의한 냉각효과가 증가되었기 때문이다.

Fig. 4.4는 시간에 따라 생성되는 액체공기의 누적질량을 압력에 따라 나타낸 결과이다. 주입되는 공기의 압력이 클수록 누적질량은 증가함을 나타내었다. 특히, 3bar 와 4bar에서는 단지 약 3% 증가된 누적질량을 나타냄으로써 이 액화용기에서는 3bar에서의 운전이 효과적임을 알 수

있었다.

Fig. 4.5는 압력에 따른 공기의 평균액화량 및 최대액화량에 대한 결과이다. 평균 액화량은 냉동기 1·2단의 온도가 일정하게 유지되는 정상상태에서 공기의 평균유량을 압력에 따른 공기의 밀도로 나누어 계산된 값이다. 주입되는 공기의 압력이 높을수록 평균액화량과 최대액화량이 증가하였고 최대액화량의 경우 4bar에서 0.02306 kg/min의 값을 나타내었다. 이 결과로서 예냉이 없는 기존의 전기이용 공기분리 액화 시스템에서는 압력이 높을수록 액화량이 증가함을 알 수 있다.

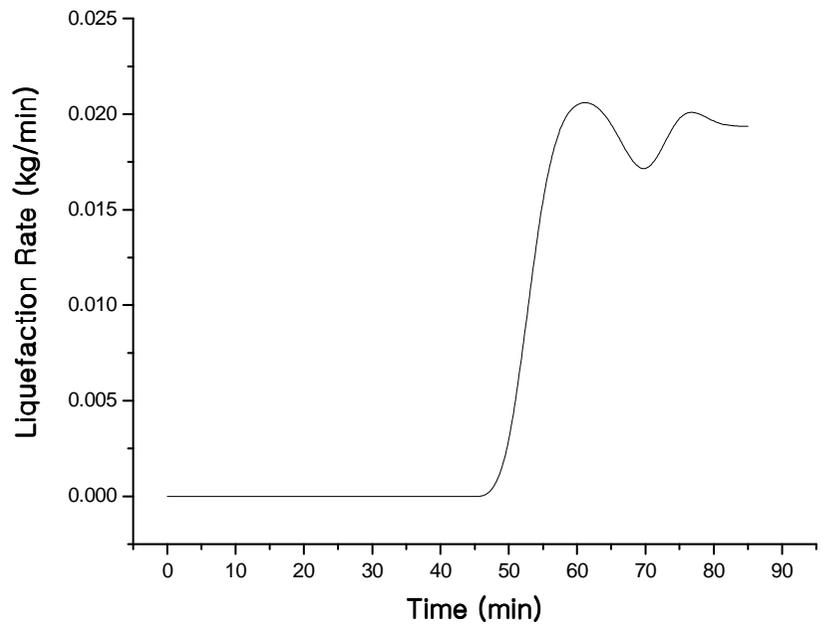


Fig. 4.2 Liquefaction rate with time at 1bar.

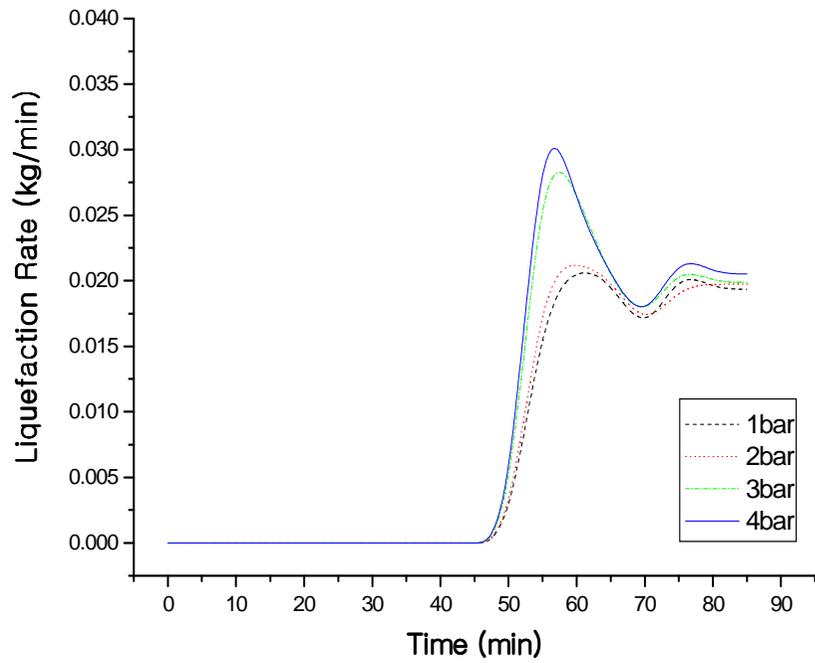


Fig. 4.3 The variation of liquefaction rates with time at variation pressure without the precooling effectiveness.

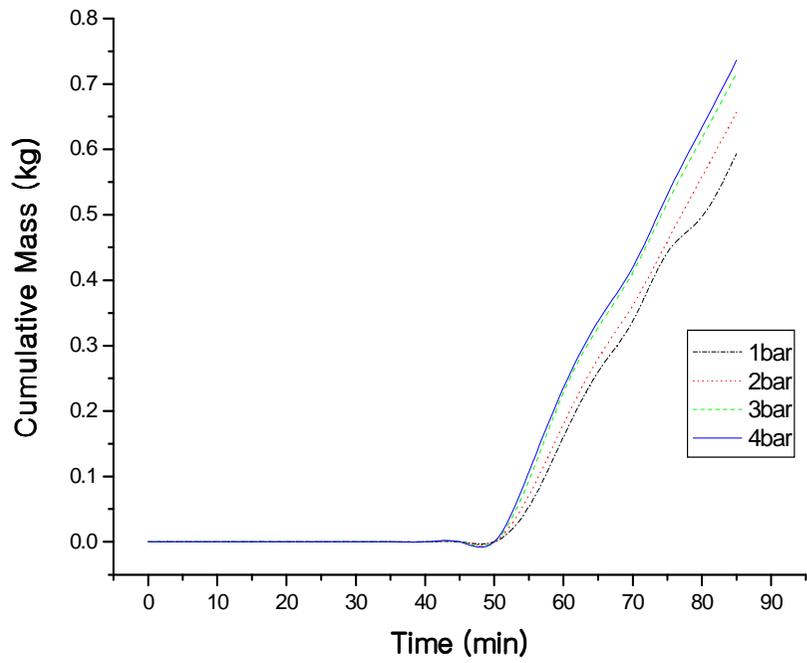


Fig. 4.4 Cumulative liquefied air mass at various pressure without the precooling effectiveness.

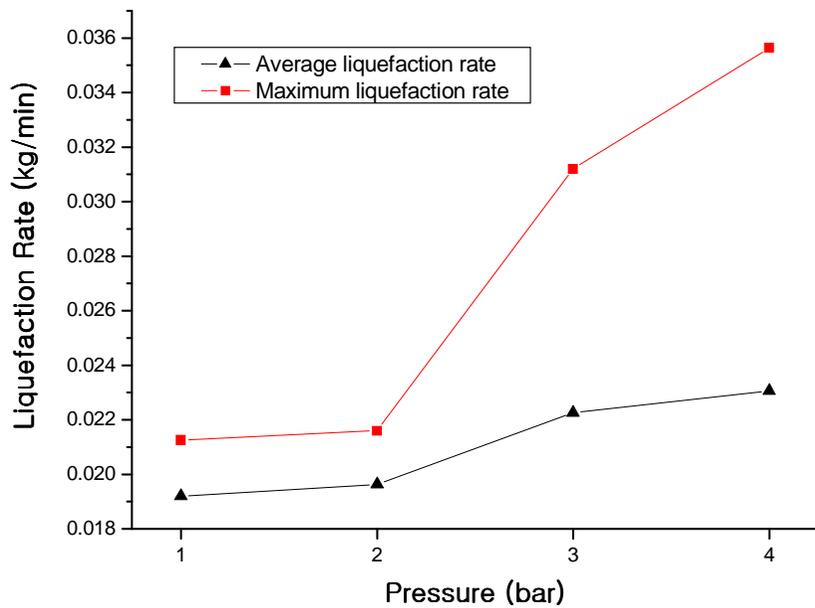


Fig. 4.5 Average and maximum liquefaction rates at various pressure without the precooling effectiveness.

4.3. 액체질소(LN₂) 예냉에 따른 액화량 변화

액체질소 예냉이 액화장치성능에 미치는 영향을 살펴보기 위한 실험으로 288K, 243K, 213K, 173K의 예냉온도에 따른 액화량을 살펴보았다. 실험은 열교환기를 통과한 저온의 공기가 액화된 후 기화되지 않도록 액화포집용기 내부의 표면온도를 액체질소 온도까지 떨어트린 후 실험을 수행하였다.

Fig. 4.6 ~ Fig. 4.9는 각 압력에서 예냉온도에 따른 액화량이다. 1bar에서 4bar까지의 공통된 특징은 다음과 같다. 예냉의 온도에 따라 액화되는 시점이 단축되는 것이다. 4bar를 기준으로 볼 때, 예냉이 없는 경우 액화가 48분에서 시작이 되지만 본 논문의 173K에서는 26분에 시작이 되었다. 이는 실제 액화공정에서 공기를 액화할 경우, 같은 양을 생산하는데 필요한 시간이 단축됨으로써 냉동기를 가동하는 전력소모를 크게 감소할 수 있음을 나타낸다. 또한 예냉온도가 낮을수록 액화율이 커지는데 이것은 액화포집용기 내부에 들어오는 공기의 온도가 낮아져 액화온도인 77K와의 온도차가 작아지기 때문이다. GM냉동기에 걸리는 초기 온도가 288K인 경우와 173K의 경우를 비교하면 약 29%의 초기 부하 감소효과가 나타나는 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 공기의 예냉으로 인해 액화량에 미치는 영향이 큼을 알 수 있었다.

Fig. 4.10은 실제 액화되는 시점에서 압력과 예냉온도에 따른 평균액화량을 나타내며 표 4.1는 Fig. 4.10을 수치로 나타내었다. 이는 전체 액화량의 평균을 의미하는 것이 아니라 예냉에 따라 액화가 시작되는 시간이 틀리기 때문에 그 값을 보정하여 평균을 나타낸 것이다. 1bar ~ 4bar에서 288K 기준 243K의 경우 액화량은 평균 4.67%의 증가를 나타내었고 213K의 경우 평균 8.95%의 증가를 나타내었으며 173K의 경우 평균 13.62%의 증가를 나타내었다.

Fig. 4.11은 4bar의 압력에서 예냉온도에 따른 평균액화량을 식으로

나타낸 것이다. 식은 exponential decay 방법을 사용하였으며 오차범위는 $\pm 0.5\%$ 이다. Fig. 4.12은 예냉온도 173K에서 압력에 따른 평균액화량을 식으로 나타낸 것이다. 식은 exponential growth 방법을 사용하였으며 오차범위는 $\pm 4\%$ 로 나타났다.

Fig. 4.13 ~ Fig. 4.16은 각각의 압력에서 예냉온도에 따른 누적질량을 나타내는 것이다. 평균 실험시간 85분을 기준으로 288K에서 243K의 경우 평균 38%의 증가를 나타내었고 213K의 경우 평균 64%의 증가를 나타내었으며 173K의 경우 평균 87%의 증가율을 나타내었다.

Fig. 4.17는 실험시작 후 85분까지 각각의 압력과 예냉온도에 따른 누적액화질량을 나타내는 것이다. 액화용기 내부의 공기는 압력과 그 예냉 온도에 따라 액화에 필요한 에너지가 달라지기 때문에 액화 시작 시점이 달라지며 누적질량은 액화유량과는 달리 큰 차이를 보이는 것을 알 수 있다. 공기액화시 예냉으로 인해 액화포집용기 내부의 초기 부하를 줄임으로써 액화시작 시점이 감소하여 전체적인 액화량의 증가를 가져왔다.

예냉을 통한 실험의 결과는 액화 시작 후 냉동기 부하를 액체질소 예냉을 통해 감소시킴으로서 액화량은 약 14% 증가하였다. 예냉이 없을 경우에 비해 예냉이 있는 경우 약 87%의 질량증가율을 나타냄으로서 본 실험장치의 액화량 증가에 영향을 주었다. 또한 예냉공정에서 공기의 온도저하에 소요된 에너지는 4bar 기준 288K와 173K의 공정을 비교할 때 18.03W의 에너지가 감소하였고, 이는 전체 공정에서 약 33.3%의 전력감소 효과를 나타내었다. 이를 통해 감소되는 에너지가 크을 수 있다.

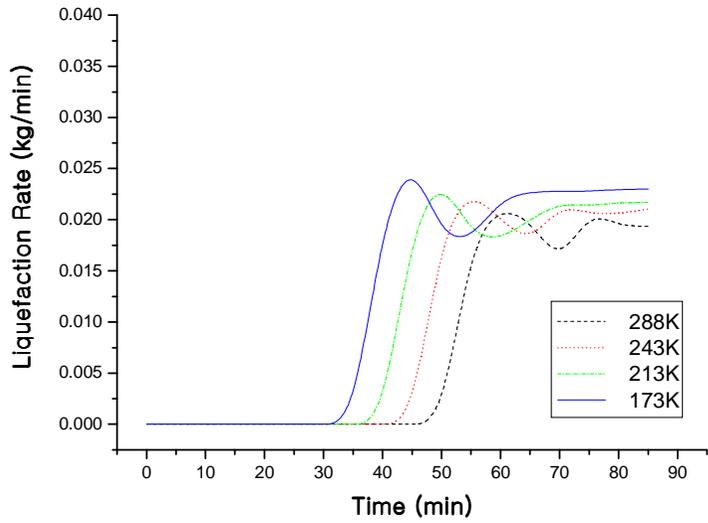


Fig. 4.6 Liquefaction rates with precooling at 1bar

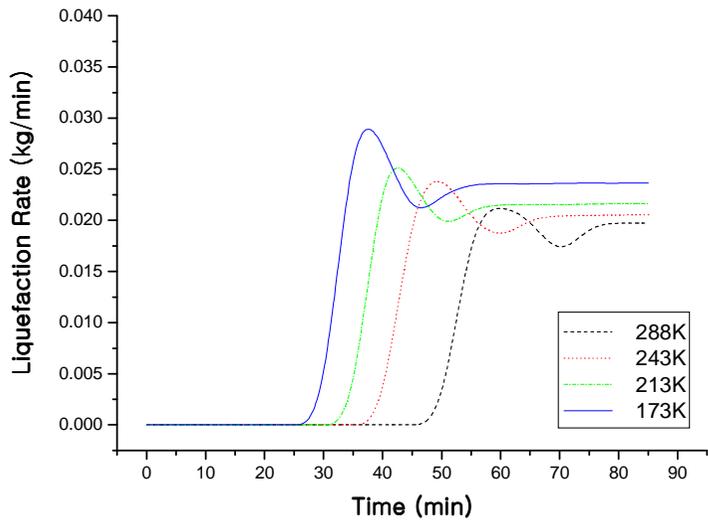


Fig. 4.7 Liquefaction rates with precooling at 2bar

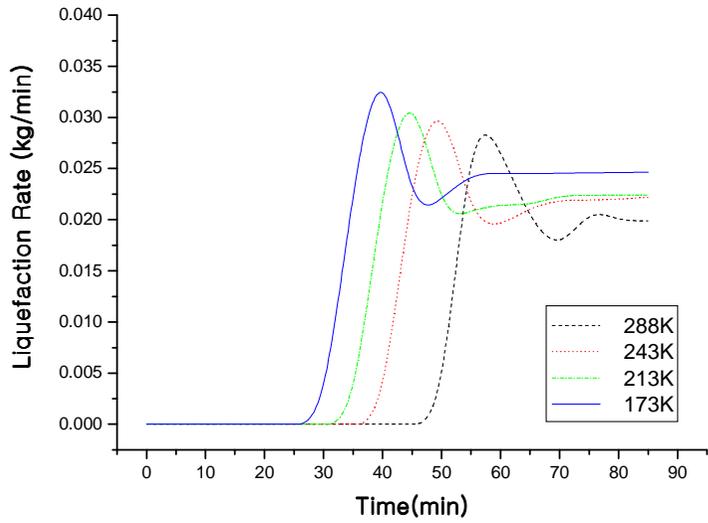


Fig. 4.8 Liquefaction rates with precooling at 3bar

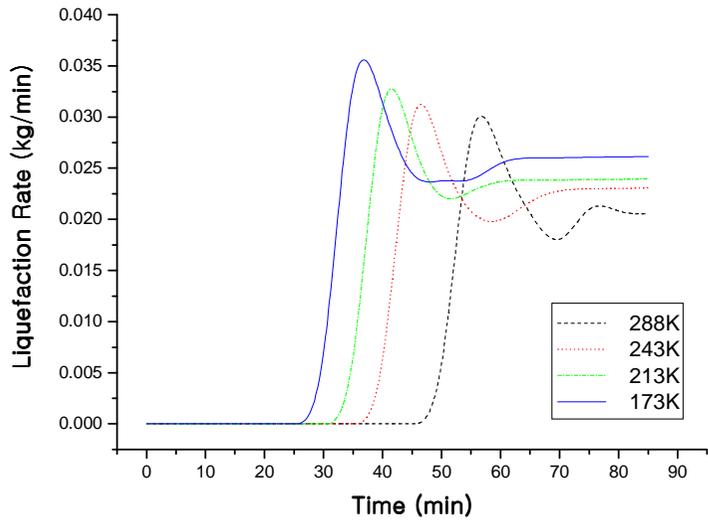


Fig. 4.9 Liquefaction rates with precooling at 4bar

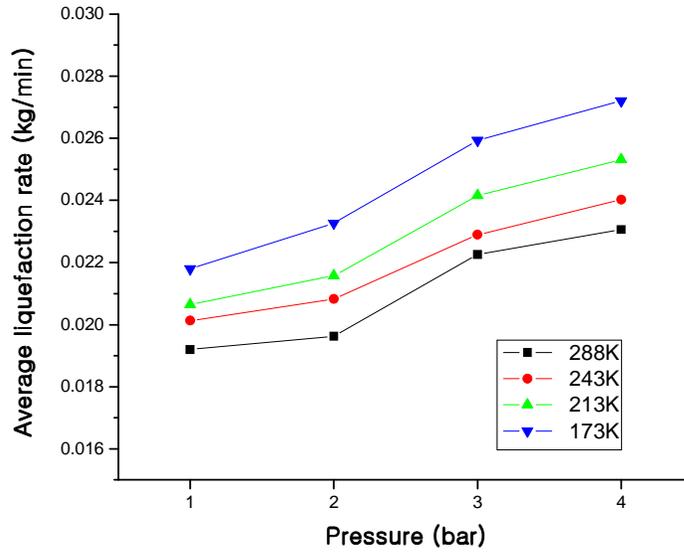


Fig. 4.10 The average liquefaction rates at various pressure and precooling effectiveness

Tabale. 4.1 The average liquefaction rates at various pressure and precooling effectiveness

	1 bar	2 bar	3 bar	4 bar
288K	19.191 g/min	19.631 g/min	22.257 g/min	23.061 g/min
243K	20.126 g/min	20.828 g/min	22.897 g/min	24.03 g/min
213K	20.643 g/min	21.58 g/min	24.16 g/min	25.314 g/min
173K	21.809 g/min	23.271 g/min	25.942 g/min	27.217 g/min

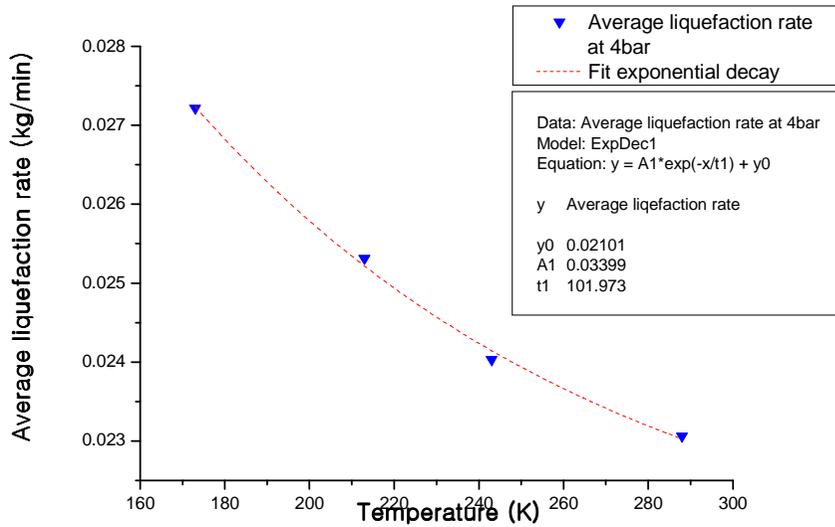


Fig. 4.11 The equation of average liquefaction rates with precooling at 4bar

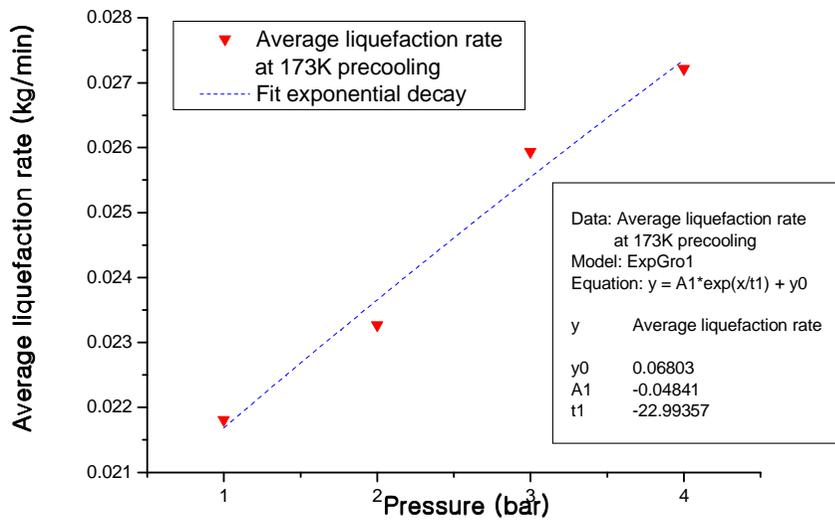


Fig. 4.12 The equation of average liquefaction rates with various pressure at 173K precooling

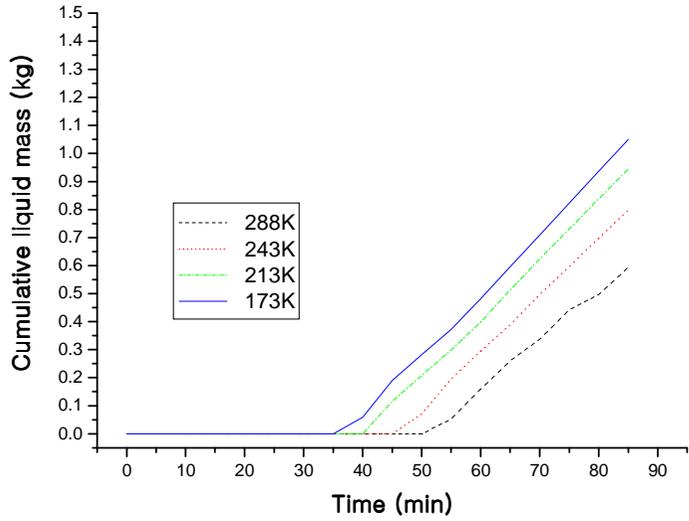


Fig. 4.13 Cumulative liquefied air mass with various precooling temperatures at 1bar

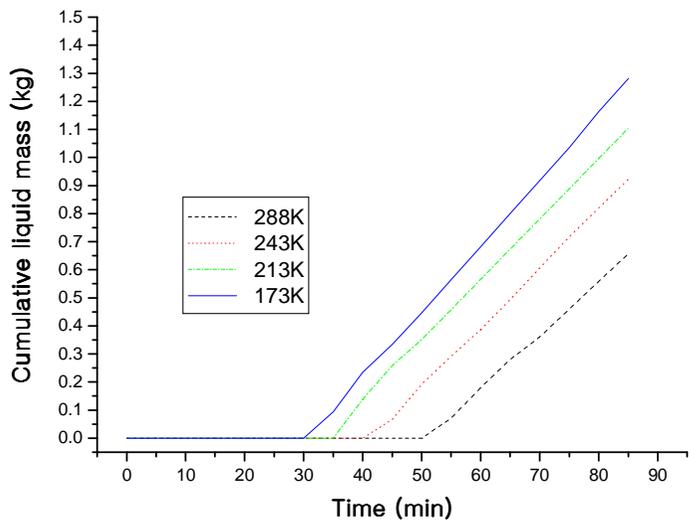


Fig. 4.14 Cumulative liquefied air mass with various precooling temperatures at 2bar

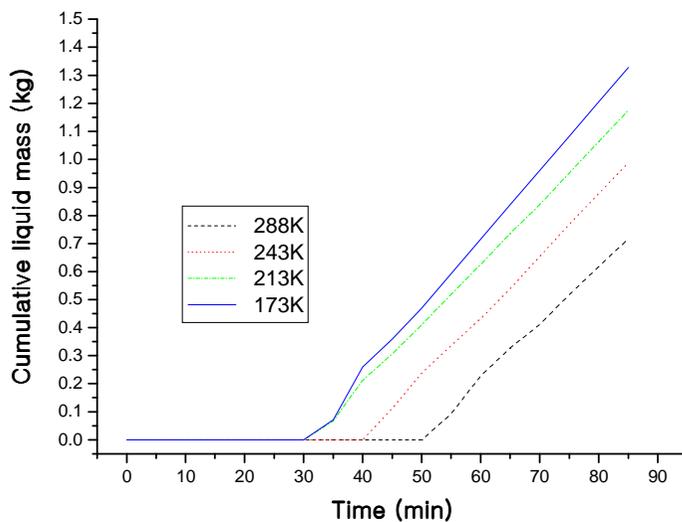


Fig. 4.15 Cumulative liquefied air mass with various precooling temperatures at 3bar

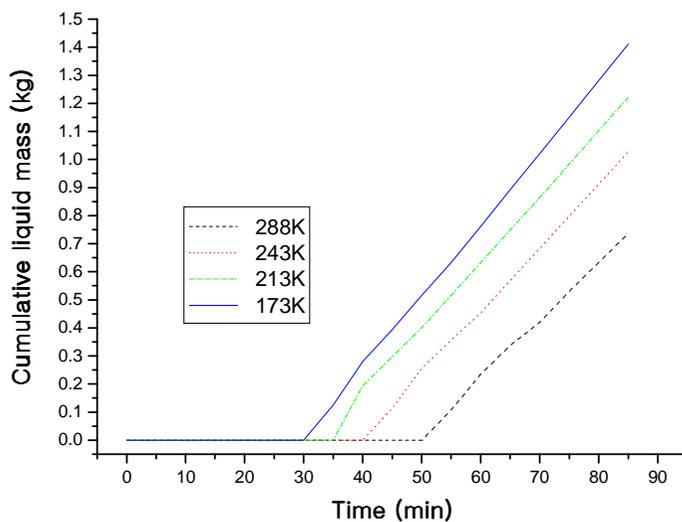


Fig. 4.16 Cumulative liquefied air mass with various precooling temperatures at 4bar

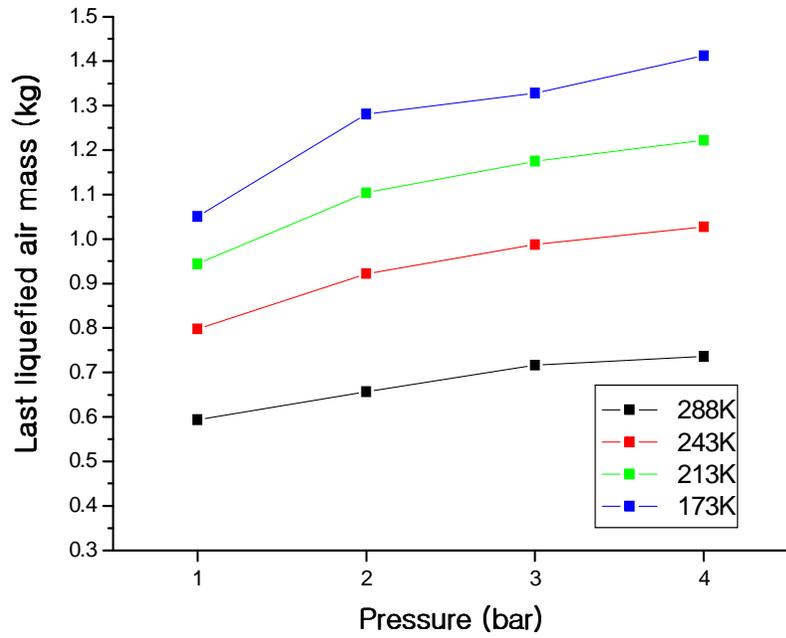


Fig. 4.17 The last liquefied air mass to 85 minutes at various pressure and precooling effectiveness

4.4. 압력과 예냉온도에 따른 압축일률 산정

Fig. 4.18는 각 압력 당 예냉온도에 따른 압축일률(FOM)로써 액화질량당 이론적으로 필요한 일을 실제 측정되는 단위 액화량당 실제 소요 입력일로 나눈 값으로 액화장치에서 사용되는 냉동기의 성능지표를 나타내는 것이다. 즉 압축일률이 크면 실제 일이 적게 소요되는 것으로 시스템 효율의 향상을 의미한다.

이론적 필요일의 경우 초기 온도에서 압력에 따른 액화온도까지 사용된 기체공기의 엔트로피와 그 포화온도에서의 액체공기 엔트로피의 차이에 온도를 곱한 값에서 액화온도까지 사용된 기체공기의 엔탈피와 그 포화온도에서의 액체공기 엔탈피의 차이를 뺀 값이다. 실제 사용된 일의 양은 GM 냉동기 압축기에 설치된 전력량계를 통해 냉동기 가동 후 실험종료까지 사용된 전력량에서 생성된 액체공기의 질량을 나누어 구할 수 있다.

그 결과 실험의 압력범위인 1~4bar에서 압축일률은 0.0364~0.0516의 값을 나타내었다. 압력이 높을수록 그리고 예냉으로 인해 액화용기내부의 부하가 적어질수록 압축일률은 상승하였으며 3bar에서 압축일률의 증가율이 커지는 특성을 보였다. 이는 압력이 높을수록 액화시작 시점이 감소하여 같은 양을 액화시키는데 소요되는 전력량은 줄어들고 액화용기의 부하가 적어질수록 액화량은 증가하기 때문이다. 또한 실험에 사용된 압축일률로 미루어 보아 본 시스템은 3bar에서의 운전이 효과적임을 알 수 있었다.

본 시스템의 기본이 되는 Precooled Linde-Hampson system에서는 공기의 경우 압축일률이 0.1313 으로 실험에 의한 효율보다 약 3배 이상 높다. 이는 대용량 실험에 의한 결과로 200bar의 압력으로 운전하였고 열교환기, 압축기 등의 기기 효율을 100%로 가정하였기 때문이다.

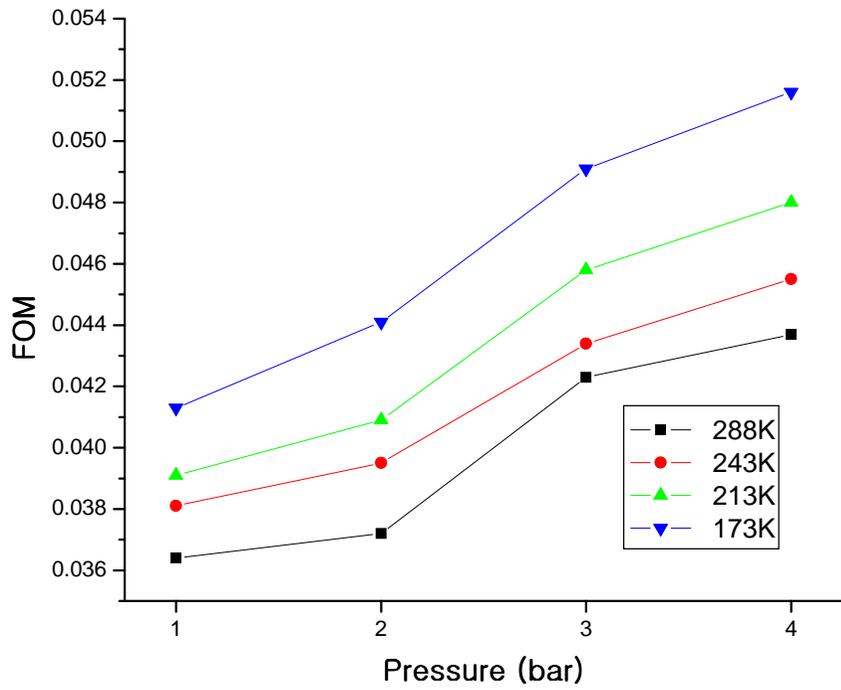


Fig. 4.18 FOM at various pressure and precooling effectiveness

제 5 장 결론

공기액화를 이용하기에 앞서 폐열로 버려지는 액화천연가스의 냉열을 이용하는 것은 급격하게 증가되는 에너지 수요를 대처하고 국가경쟁력을 위해 필수적이다. 따라서 실제 액화천연가스의 냉열을 이용하여 공기액화에 적용하는 기술을 발전시키기 위해 GM 냉동기를 이용한 직접냉각 방식의 소형액화시스템과 액체질소를 이용한 열교환기를 설계, 제작하고 그 성능특성에 대한 실험을 수행하였다.

냉각용 GM 냉동기의 무부하 성능실험결과 본 액화장치의 단일시스템의 설계 및 제작이 적절함을 검증하였다. 또한 액체질소 이용 열교환기의 성능 또한 목표 온도인 243K, 213K, 173K에 도달함으로써 열교환 성능 또한 적절함을 검증하였다. 특히, 예냉온도에 따른 액화량의 증가를 통해 동일시간 누적질량이 최대 87% 증가함으로써 공기액화 시 상당한 량의 에너지를 감소할 수 있음을 확인할 수 있었다.

액화장치의 냉각특성 및 액화성능 실험은 초기온도 288K에서 액화용기 내 공기 충전압력을 1 ~ 4bar 까지 변화시키고 예냉온도 243K, 213K, 173K를 통해 수행한 결과는 다음과 같이 얻어졌다.

1) 본 실험의 규모는 실제 사용되는 대형 플렌트 규모의 생산량과 비교할 때 매우 적은 량이지만, 실제 정류탑에 적용되고 있는 압력 즉 4~6bar 에서의 액화특성을 파악함으로써 시스템의 Scale-up을 위한 설계치를 얻을 수 있었다.

2) 본 실험의 연구결과 액화량은 예냉온도 173K, 압력 4bar 일 때 0.0264 kg/min로 체적으로는 시간당 1.35m³/h 규모가 된다. 예냉에 의한 액화특성, 압력에 의한 액화특성을 파악할 수 있었다.

3) 본 실험으로부터 예냉온도가 243K에서 173K로 저하됨에 따라 액화량은 16.6% 증가하였다. 이를 액화천연가스의 냉열온도인 111K까지 적용할 때 243K의 액화량과 비교하면 0.0324 kg/min으로 35.04%가 증가하게 된다. 4bar의 평균액화량을 이용하여 예냉에 따른 액화량을 다음과 같은 식(15)으로 얻어졌다. exponential decay 방법으로 오차범위는 $\pm 0.5\%$ 이며 y 는 액화량 (kg/min), K 는 예냉온도(K)이다.

$$y = 0.02093e^{(-K/401.09663)} + 0.01281 \quad (15)$$

4) 압력에 따른 액화량의 증가를 보면, 압력이 1bar에서 4bar로 증가될 때 공기의 액화량은 22%가 증가된다. 본 실험결과 예냉온도가 낮을수록 압력이 높을수록 액체량이 증가하여 FOM이 증가하였다. 즉 냉열이용 공정에서는 정류탑 하부의 압력인 5~6bar 이상으로 주입되면 액화분리가 가능함을 알 수 있으며, 액화 수율을 높이고자 한다면 40~60bar의 적용이 적절함을 알 수 있다. 압력에 따른 평균액화량의 증가는 예냉온도 173K를 기준으로 하여 다음 식(16)과 같이 나타났으며, exponential growth 방법으로 오차범위는 $\pm 4\%$ 이며 y 는 액화량 (kg/min), P 는 압력 bar를 나타낸다.

$$y = -0.04841e^{(P/-22.99357)} + 0.06803 \quad (16)$$

향후 공기액화의 효율적 이용을 위해서는 소형공기분리기의 제조를 통해 실제 산소와 질소, 아르곤의 분리를 통한 연구가 필요하며 열교환기 설계 역시 효율향상에 대한 지속적인 연구가 수행되어야 할 것이다.

참 고 문 헌

1. S.H. Chansky & H.E. Haley, The Utilization of LNG Cold, A.G.A Conf., May 1968
2. J.G. Witwer, et. al. "Energy Conservation with LNG Cold", CEP. Vol. 72, No.1, Jan. 1976, PP. 50-55.
3. Osaka Gas Engineering Co., Ltd., "LNG Cold Energy Utilization at LNG Receiving Terminals in Japan", April 2004
4. Tokyo Gas Chemicals Co., Ltd., "LNG Cold Energy Utilization Present & Future-", PP. 6-9
5. J. I. Yoon, 2001, "Trends of Research and Development of LNG Cold", Journal of the KSPSE, Vol. 5, No. 4, pp. 5-10
6. Lee. J.H., "Natural gas industries of Korea." Proc. Thermal and Fluid Engineering Conf., Korean Society of Mechanical Engineers, 1994, pp. 1-13
7. M. Ruhemann, The Separation of Gases, 2nd ed., Oxford Univ. Press, London, 1949, PP. 123-249
8. N. Yamanouchi & H. Nagasawa, "Using LNG Cold for Air separation", CEP, Jul. 1979, PP. 78-82.

9. M. Ueda, "Manufacture of Liquid Oxygen Using LNG Coldness",
Chemical Economy & Engineering Review, Dec. 1970, PP.9-14.
10. ASHRAE, 1997, ASHRAE HANDBOOK-FUNDAMENTAS, Chap.
19
11. R.F. Barron, Cryogenic Systems, 2nd ed. 1985, PP. 194-204
12. R.H. Perry, Perry's Chemical Engineers' Handbook, 6th ed.,
Section 12, 1984, PP. 47-58
13. Randall F. Barron, 1985, Cryogenic systems, 2nd ed., Oxford
University Press, New York.
14. A.L. Prentice & R.M. Thorogood, "The Effect of Oxygen and
Nitrogen Product Ratio on Air Separation Plant Design", Proc.
Cryhotech. 73, Brighton(1973), PP. 20-25
15. Longworth, R.C., "4.2K Gifford-McMahon/Joule-Thomson
Cycle Refrigerators," Advances in Cryogenic Engineering, Vol.
33, Plenum Press, New York, 1988, pp. 689-698.
16. 정평석, "극저온 냉동기의 작동과 원리", 空氣調和冷凍工學 論文集,
No. 22, 1993. pp. 28-35.
17. 김승현, 장호명, 강병화, "상용 극저온 냉동기를 예냉기로 채택한 수
소액화 시스템의 성능 해석", Korea Hydrogen Energy Society,

Vol. 9. No. 2, 1998

18. G. F. Hewitt, G. L. Shires, T. R. Bott, 1993, Process Heat Transfer
19. Cavallini, A. & Zecchin, R., 1974, "A Dimensionless Correlation for the Heat Transfer in forced Convection Condensation," Proc, 5th Int. Heat Transfer Conf., Tokyo, Vol. 3, pp. 309-313
20. 김서영, 강병하, 최항집, 1998, "극저온액체 저장용기에서의 열전도 차폐단의 영향", 수소에너지공학회 Vol. 4, pp. 169-176.
21. Hong, S. H., "Present Status and Prospect of LNG Storing Tank", Journal of KWS, Vol. 13, No. 3, 1995, pp. 380-385

감사의 글

건강의 악화로 1년을 쉬면서 남들보다 힘들게 대학원 과정을 마치게 되었습니다. 어렵고 힘들었던 시간이었던 만큼 졸업을 앞둔 지금, 이젠 아쉬움과 그리움이 남습니다. 부족하지만 저의 열정과 시간이 담긴 한편의 논문이 완성되기까지 도움이 되어주신 분들에게 지면을 통해서나마 감사의 마음을 전합니다.

항상 부족하기만 한 저를 물심양면으로 지도해 주시며 공학도로서의 자세와 세상을 살아가는 방법을 가르쳐주신 윤상국 교수님의 은혜는 평생 잊지 않겠습니다. 그리고 본 논문의 위원장으로써 가르침을 주신 김동혁 교수님, 위원이신 황광일 교수님에게 감사드립니다. 학부시절부터 대학원까지 기초지식을 쌓게 도와주신 방광현 교수님, 도덕희 교수님, 유삼상 교수님, 최형식 교수님, 왕지석 교수님에게도 깊은 감사를 드리며 부끄럽지 않은 제자가 되기 위해 열심히 살아가겠습니다.

많은 시간 함께하며 힘이 되어준 냉동공학 실험실 가족들에게도 감사의 뜻을 전합니다. 지금은 어엿한 사회인이 되신 경식, 정훈 선배님, 오랜 시간 함께한 친구 명국, 소연 후배님, 많은 냉동 연구회 선·후배에게도 감사드립니다. 다른 실험실이지만 함께 해온, 경규, 옥근, 성욱, 종진, 상우 선배와 먼저 졸업한 동기 군의에게도 감사드립니다. 그 외 많은 냉동 공조공학과 선·후배님, 언제나 곁에서 힘이 되어준 든든한 부산중앙고 동창들과 지기들, 제가 사랑하는 사람에게도 감사의 말을 전합니다.

부족한 저를 믿어주시고 학업에만 전념하도록 용기와 믿음을 주신 어머니님과 동생 동국이, 오래전에 돌아가신 저의 아버지님에게도 감사의 마음으로 이 논문을 바칩니다.