



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

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

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공 학 박 사 학 위 논 문

2kW급 Reverse Brayton 극저온
냉동기의 시스템 성능 특성에 관한
실험적 연구



2021년 2월

부 경 대 학 교 대 학 원

냉동공조공학과

이 근 태

공 학 박 사 학 위 논 문

**2kW급 Reverse Brayton 극저온
냉동기의 시스템 성능 특성에 관한
실험적 연구**

지도교수 윤 정 인

이 논문을 공학박사 학위논문으로 제출함.

2021년 2월

부 경 대 학 교 대 학 원

냉동공조공학과

이 근 태

이근태의 공학박사 학위논문을 인준함.

2021년 2월 19일

| | | | |
|-----|------|-----|---|
| 위원장 | 공학박사 | 최광환 |  |
| 위원 | 공학박사 | 손창효 |  |
| 위원 | 공학박사 | 김재돌 |  |
| 위원 | 공학박사 | 이무연 |  |
| 위원 | 공학박사 | 윤정인 |  |

목 차

| | |
|--|------------|
| Abstract | iv |
| List of Figures | vii |
| List of Tables | xii |
| Nomenclature | xiv |
| | |
| 제 1 장 서 론 | 1 |
| 1.1 연구 배경 | 1 |
| 1.1.1 초전도 케이블 연구 동향 | 5 |
| 1.1.2 LNG 액화 연구 동향 | 7 |
| 1.1.3 극저온 냉동기 연구 동향 | 9 |
| 1.2 종래 연구 | 13 |
| 1.3 연구의 목적 및 논문 구성 | 18 |
| | |
| 제 2 장 Reverse Brayton 사이클 및 구성 기기 특성 .. | 21 |
| 2.1 Reverse Brayton 사이클 | 21 |
| 2.2 극저온 터보팽창기 | 28 |
| 2.3 열교환기 | 30 |
| 2.4 Cold box | 34 |

| | |
|-------------------------------|-----------|
| 2.5 극저온 단열 기술 | 36 |
| 제 3 장 사이클 엑서지 해석 | 41 |
| 3.1 열역학 모델식 | 41 |
| 3.2 해석 조건 및 계산식 | 48 |
| 3.3 결과 및 고찰 | 54 |
| 3.3.1 극저온 터보팽창기 효율의 영향 | 54 |
| 3.3.2 압축기 효율의 영향 | 56 |
| 3.3.3 저압부 압력의 영향 | 58 |
| 3.3.4 고압부 압력의 영향 | 60 |
| 3.3.5 열교환기 유용도의 영향 | 62 |
| 3.4 요약 | 64 |
| 제 4 장 사이클 성능 해석 | 65 |
| 4.1 해석 조건 및 계산식 | 65 |
| 4.2 결과 및 고찰 | 67 |
| 4.2.1 극저온 터보팽창기 효율의 영향 | 67 |
| 4.2.2 압축기 효율의 영향 | 70 |
| 4.2.3 저압부 압력의 영향 | 73 |
| 4.2.4 고압부 압력의 영향 | 76 |
| 4.2.5 열교환기 유용도의 영향 | 79 |

| | |
|------------------------|------------|
| 4.3 요약 | 82 |
| 제 5 장 실험장치 및 방법 | 84 |
| 5.1 실험 장치 | 84 |
| 5.2 실험 방법 | 100 |
| 제 6 장 실험 결과 | 103 |
| 6.1 예냉 특성 | 103 |
| 6.2 구성 기기 특성 | 106 |
| 6.2.1 열교환기 특성 | 106 |
| 6.2.2 극저온 터보팽창기 특성 | 110 |
| 6.3 시스템 성능 특성 | 112 |
| 6.4 열부하 변동 특성 | 115 |
| 6.5 요약 | 122 |
| 제 7 장 결론 | 124 |
| 참고문헌 | 127 |
| 감사의 글 | 138 |

Experimental Study on the System Performance Characteristics of 2 kW Class Reverse Brayton Refrigeration System

Keun Tae Lee

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

Abstract

With increased commercialization of high-temperature superconducting(HTS) power cables cooled using liquid nitrogen and the use of liquefied natural gas as fuel, the need for large-capacity refrigeration systems is gradually increasing. Among the many refrigeration system, there is a significant interest in reverse Brayton refrigeration system, which have demonstrated excellent energy efficiency and cooling power while requiring less installation space and long maintenance cycles. Hence, significant research and development on the process and thermodynamics of reverse Brayton refrigeration system has been carried out, but experimental research for reverse Brayton refrigeration system

is more required.

In this paper, the effect of main components and pressures on the performance and exergy characteristics of reverse Brayton refrigeration system with neon as a refrigerant was analyzed by using the HYSYS software. as a result, The effectiveness of heat exchanger is most important parameter to increase performance and exergy efficiency.

Based on the performance and exergy efficiency analysis, the thermodynamic design of a reverse Brayton refrigeration system with a cooling power of 2 kW class at 77 K has been performed. The proposed refrigeration system uses a cryogenic turbo-expander, scroll compressor, and plate-type heat exchanger unlike conventional reverse Brayton refrigeration system. This study also described the performance test conducted on the fabricated system.

When operating the 77 K for target temperature, it took 5.5 hours to cool down due to the thermal mass of the plate-type heat exchangers. The isentropic efficiency of the cryogenic turbo-expander was measured to be 86 %, which is higher than the design specification. The effectiveness of the plate-type heat exchanger and the flow rate and operating pressure of the refrigerant were found to be lower than the design specification.

As a results of comparing the performance of the reverse Brayton refrigeration system while changing the target temperature from 77 K to 120 K, it could be confirmed that the system is operated stably, the refrigerant flow rate is decreased, the inlet pressure of cryogenic turbo expander is decreased by about 2 ~ 3%, and the buffer tank pressure is increased. The plate-type heat exchanger effectiveness of high pressure is decreased and the plate-type heat exchanger effectiveness of low pressure is increased according

to the target temperature increasing.

Consequently, the cooling power of the fabricated reverse Brayton refrigeration system was measured to be 1.23 kW at 77 K and 1.64 kW at 110K. In the future, we expect to achieve the targeted cooling power through further improvements of the scroll compressor and plate-type heat exchanger. In addition, faster commercialization of HTS power cables and more efficient storage of liquefied natural gas will be realized.



List of figures

| | | | |
|------------------|--|-------|----|
| Fig. 1.1 | Outlook for energy consumption | ----- | 1 |
| Fig. 1.2 | Schematics of superconducting and conventional cable | ----- | 2 |
| Fig. 1.3 | Regulations of IMO | ----- | 4 |
| Fig. 1.4 | Expansion of ECA | ----- | 4 |
| Fig. 1.5 | Superconducting cable system of LS Cable & System corp. | ----- | 6 |
| Fig. 1.6 | Operation and order of LNG fueled propulsion ship | ----- | 7 |
| Fig. 1.7 | Operation and order of LNG bunkering ship | ----- | 8 |
| Fig. 1.8 | Reverse brayton refrigeration system of Air Liquide corp. | ----- | 11 |
| Fig. 1.9 | Reverse brayton refrigeration system of Taiyo Nippon Sanso corp. | ----- | 11 |
| Fig. 1.10 | Comparison of gaseous and liquid hydrogen | ----- | 12 |
| Fig. 1.11 | Patent application status | ----- | 16 |
| Fig. 1.12 | Outline of this study | ----- | 20 |
| Fig. 2.1 | Cryogenics region | ----- | 21 |
| Fig. 2.2 | T-s diagram of reverse Brayton cycle | ----- | 22 |

| | | | |
|------------------|---|-------|----|
| Fig. 2.3 | Schematic diagram of reverse Brayton refrigeration system | ----- | 23 |
| Fig. 2.4 | Cryogenic turbo expander | ----- | 29 |
| Fig. 2.5 | Cryogenic heat exchanger | ----- | 31 |
| Fig. 2.6 | Plate-type heat exchanger assembly diagram of SWEP corp. | ----- | 33 |
| Fig. 2.7 | Cold box of Linde corp. | ----- | 35 |
| Fig. 2.8 | Vacuum pumping system | ----- | 35 |
| Fig. 2.9 | Heat transfer vs. pressure for vacuum insulation | ----- | 37 |
| Fig. 2.10 | Thermal conductivity as a function of temperature for a variety engineering materials | ----- | 40 |
| Fig. 3.1 | Reverse Brayton cycle implemented by HYSYS program | ----- | 50 |
| Fig. 3.2 | Exergy efficiency and EDF of reverse Brayton cycle according to cryogenic turbo expander efficiency | ----- | 55 |
| Fig. 3.3 | Exergy efficiency and EDF of reverse Brayton cycle according to compressor efficiency | ----- | 57 |
| Fig. 3.4 | Exergy efficiency and EDF of reverse Brayton cycle according to low pressure | ----- | 59 |

| | | | |
|-----------------|--|-------|----|
| Fig. 3.5 | Exergy efficiency and EDF of reverse Brayton cycle according to high pressure | ----- | 61 |
| Fig. 3.6 | Exergy efficiency and EDF of reverse Brayton cycle according to heat exchanger effectiveness | ----- | 63 |
| Fig. 4.1 | Performance of reverse Brayton cycle according to cryogenic turbo expander efficiency | ----- | 69 |
| Fig. 4.2 | Performance of reverse Brayton cycle according to compressor efficiency | ----- | 72 |
| Fig. 4.3 | Performance of reverse Brayton cycle according to low pressure | ----- | 75 |
| Fig. 4.4 | Performance of reverse Brayton cycle according to high pressure | ----- | 78 |
| Fig. 4.5 | Performance of reverse Brayton cycle according to heat exchanger effectiveness | ----- | 81 |
| Fig. 5.1 | Main equipments of reverse Brayton refrigeration system | ----- | 90 |
| Fig. 5.2 | Schematic diagram of reverse Brayton refrigeration system | ----- | 92 |
| Fig. 5.3 | Constructed pressure regulating system | ----- | 93 |
| Fig. 5.4 | Test of cryogenic turbo expander | ----- | 94 |
| Fig. 5.5 | Operating results of cryogenic turbo expander | ----- | 96 |

| | | | |
|-----------------|--|-------|-----|
| Fig. 5.6 | Cold box of reverse Brayton refrigeration system | ----- | 98 |
| Fig. 5.7 | Constructed reverse Brayton refrigeration system | ----- | 99 |
| Fig. 5.8 | Measuring sensor for reverse Brayton refrigeration system | ----- | 102 |
| Fig. 5.9 | Monitoring system for reverse Brayton refrigeration system | ----- | 102 |
| Fig. 6.1 | Measurement results of cool down for reverse Brayton refrigeration system | ----- | 105 |
| Fig. 6.2 | Measurement results for the plate-type heat exchanger | ----- | 107 |
| Fig. 6.3 | Measurement results of cryogenic turbo expander | ----- | 111 |
| Fig. 6.4 | Measurement results of reverse Brayton refrigeration system | ----- | 114 |
| Fig. 6.5 | Temperature of reverse Brayton refrigeration system | ----- | 116 |
| Fig. 6.6 | Pressure of reverse Brayton refrigeration system | ----- | 116 |
| Fig. 6.7 | Inlet & outlet pressure of compressor and cryogenic turbo expander according to target temperature | ----- | 117 |

| | | |
|---|-------|-----|
| Fig. 6.8 Mass flow rate and buffer tank pressure according to target temperature | ----- | 117 |
| Fig. 6.9 Inlet & outlet temperature of each plate-type heat exchanger according to target temperature | ----- | 119 |
| Fig. 6.10 Mass flow rate and differential pressure of high & low pressure side for plate-type heat exchanger according to target temperature | ----- | 119 |
| Fig. 6.11 Plate-type heat exchanger effectiveness of high & low pressure side according to target temperature | ----- | 120 |
| Fig. 6.12 Cooling power, cryogenic turbo expander shaft power and COP_{carnot} according to target temperature | ----- | 120 |

List of tables

| | | |
|--|-------|----|
| Table 1.1 Comparison by natural gas liquefaction process | ----- | 10 |
| Table 2.1 Cryogenic fluids | ----- | 27 |
| Table 2.2 Comparison by heat exchanger type | ----- | 32 |
| Table 3.1 Balance equation of exergy loss for each component of reverse Brayton cycle | ----- | 51 |
| Table 3.2 Balance equation of exergy destruction factor for each component of reverse Brayton cycle | ----- | 52 |
| Table 3.3 Exergy analysis range of reverse Brayton cycle | ----- | 53 |
| Table 4.1 Performance analysis range of reverse Brayton cycle | ----- | 66 |
| Table 5.1 Design parameter of reverse Brayton refrigeration system | ----- | 85 |
| Table 5.2 Each node value for reverse Brayton refrigeration system | ----- | 86 |
| Table 5.3 Designed value for reverse Brayton refrigeration system | ----- | 86 |

| | | |
|---|-------|-----|
| Table 5.4 Main equipment specification of reverse Brayton refrigeration system | ----- | 88 |
| Table 6.1 Temperature difference between inlet & outlet plate-type heat exchanger | ----- | 109 |



Nomenclatures

| | | |
|--------------------|--|-----------------------------|
| a | Measure of the attractive forces between the molecules | |
| A | Area | m^2 |
| b | Covolume occupied by the molecules | |
| COP | Coefficient of performance | - |
| ex | Exergy | kW, kW/kg |
| EDF | Exergy destruction factor | - |
| ECB | Eddy current breaker | - |
| h | Enthalpy | kJ/kg |
| HX | Heat exchanger | - |
| k | Thermal conductivity | $\text{W/m}\cdot\text{K}$ |
| L | Length, distance between the surface | m |
| LMTD | Logarithmic mean temperature difference | K |
| m | Mass flowrate | kg/s |
| N | Number | - |
| P | Pressure | MPa, kPa |
| Q | Heat transfer rate, power | kW, W |
| rpm | Revolutions per minute | - |
| R | Universal gas constant | - |
| s | Entropy | $\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$ |
| T | Temperature | K |
| V | Volume | m^3 |
| V^{Real} | Real volume | m^3 |
| V^{Ideal} | Ideal volume | m^3 |

| | | |
|--|---|----|
| W | Work | kW |
| Z | Compressibility factor | - |
| $\left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_{T_c}$ | Horizontal inflection at the critical point in the first variation | |
| $\left(\frac{\partial^2 P}{\partial v^2}\right)_{T_c}$ | Horizontal inflection at the critical point in the second variation | |

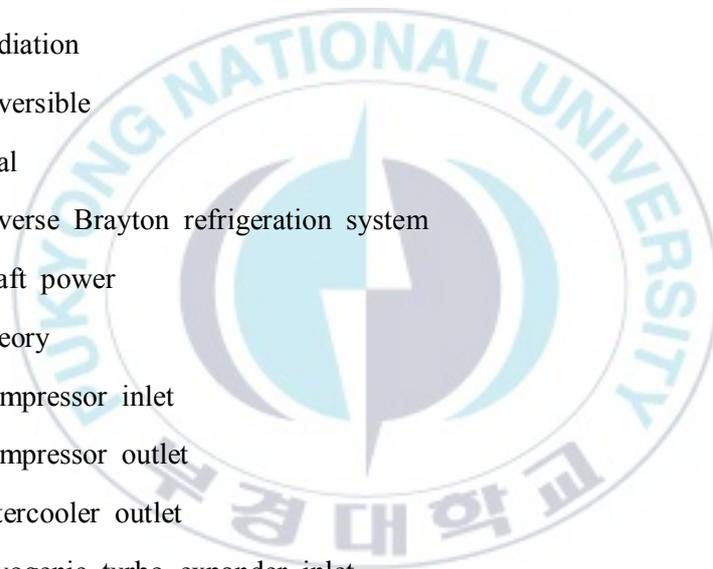
Greek symbols

| | | |
|-----------------|---|--------------|
| Δ | Difference | - |
| α | General temperature dependent term | - |
| ε | Emissivity | - |
| ε_H | Heat exchanger effectiveness | - |
| η | Efficiency | - |
| λ | Mean free path | - |
| σ | Stefan-Boltzmann constant, $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$ | - |
| v | Specific volume | m^3 |
| ω | Acentric factor | - |

Subscripts

| | |
|--------|-------------------|
| ac | Aftercooler |
| c | Cooling, Critical |
| carnot | Carnot cycle |
| cond | Conduction |

| | |
|------|--------------------------------------|
| comp | Compressor |
| exp | Cryogenic turbo expander |
| h | High side pressure and temperature |
| l | Low side pressure and temperature |
| loss | Loss |
| o | Ambient |
| r | Reduced |
| th | Thermal |
| rad | Radiation |
| rev | Reversible |
| real | Real |
| rbrs | Reverse Brayton refrigeration system |
| sh | Shaft power |
| theo | Theory |
| 1 | Compressor inlet |
| 2 | Compressor outlet |
| 3 | Aftercooler outlet |
| 4 | Cryogenic turbo expander inlet |
| 5 | Cryogenic turbo expander outlet |
| 6 | Load heat exchanger outlet |



제 1 장 서 론

1.1 연구 배경

산업의 발전으로 전력 수요가 급격히 증가하고 있으며 이를 대응하기 위해 $-196\text{ }^{\circ}\text{C}$ (77 K) 이하에서 전기적 저항이 거의 없는 친환경 전력기기인 초전도 케이블이 개발되고 있다[1-2]. 또한 전세계 환경 문제로 인하여 질소산화물 (NO_x) 및 황산화물 (SFO_x) 배출 규제가 강화됨에 따라 친환경 연료로써 천연가스의 에너지 비중이 증가하고 있으며 Fig. 1.1과 같이 2035년에 천연가스가 석유 다음으로 주요 에너지원으로 대두 될 것으로 전망되고 있다[3].

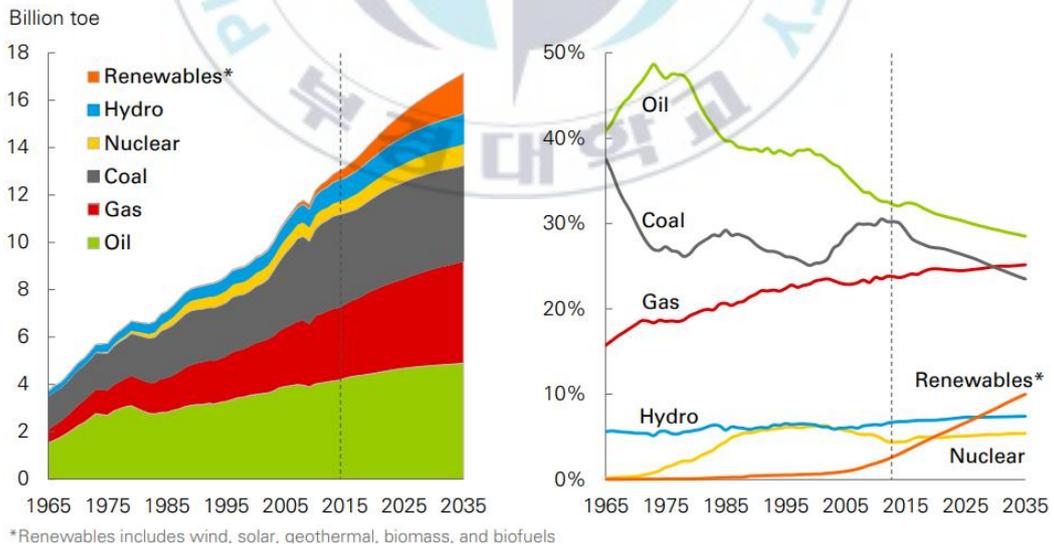
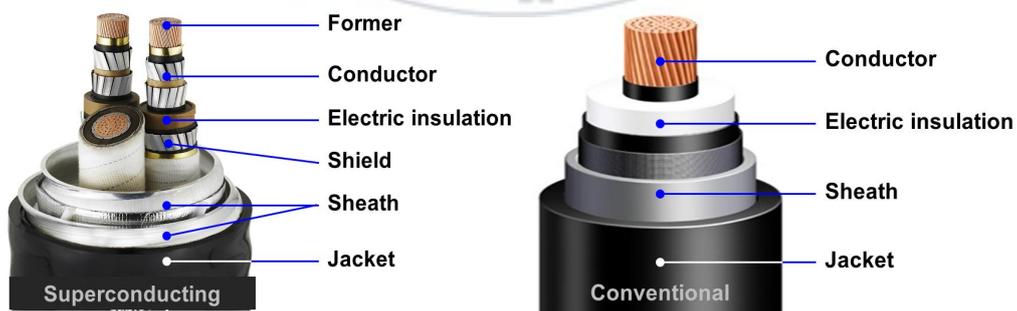


Fig. 1.1 Outlook for energy consumption

초전도 케이블과 기존 상전도 케이블의 개략도를 Fig. 1.2에 나타내었다. 초전도 케이블은 극저온 환경인 77 K (-196 °C)이하에서 사용되며 기존 상전도 케이블과 비교하면 약 5배 높은 용량이 송전 가능하고 1/3 수준의 전송 손실을 보유하고 있기 때문에 신규 전력망 구축이 어려운 대도시 부하 밀집 지역에 효율적이고 경제적인 전력망이 될 것으로 각광 받고 있다. 이러한 이유로 초전도 케이블에 대해 많은 연구개발이 수행되었고 현재 실증 연구 단계를 거쳐 상용화를 추진하고 있다[4].

초전도 케이블의 내부를 77 K 이하 상태로 유지하기 위해 액체질소 (LN₂, -196°C)를 순환시키며 상온의 외부 열침입과 전기 통전에 의한 발생되는 초전도 케이블 내부 및 교류손실 (AC Loss) 등에 의한 열부하로 인해 승온되는 액체질소를 다시 과냉각하기 위해 극저온 냉동기가 필요하다. 초전도 케이블의 상용화 뿐 만 아니라 경제성을 확보하기 위해서는 최소 2km 이상의 초전도 케이블이 필요하며 초전도 케이블의 길이가 증가함에 따라 증가되는 열부하를 대응하기 위한 대용량 극저온 냉동기 중 유지보수 및 효율이 우수한 reverse Brayton 극저온 냉동기에 대한 연구가 활발하게 진행되고 있다[5-6].



(a) Schematics of superconducting cable (b) Schematics of conventional cable

Fig. 1.2 Schematics of superconducting and conventional cable

전 세계적으로 대기 환경오염이 심각해짐에 따라 국제해사기구 (IMO, International Maritime Organization)에 의해 Fig. 1.3과 같이 국제 배기가스 배출 규제가 2011년부터 강화되어 황산화물은 2020년부터 3.5 %에서 0.5 %로 규제되고 질소산화물은 2011년 대비 2016년에 80 %까지 감축하게 된다[7]. 또한 북미와 유럽 중심으로 Fig. 1.4와 같이 선박 배기가스 규제지역 (ECA, Emission Control Area)이 확대되고 국내는 미세먼지 감축 대책의 일환으로 항만 미세먼지를 2022년까지 50% 감축하는 선박 배기가스 규제가 시행된다[8]. 이러한 규제에 인하여 중유 (HFO, Heavy Fuel Oil) 등 기존 화석 연료를 대체하기 위한 친환경 연료로서 LNG (Liquefied Natural Gas)가 각광받고 있으며 이에 따라 LNG를 연료로 추진하는 선박 수요가 급격하게 증가될 것으로 예상되고 이와 동시에 LNG 연료추진 선박에 연료인 LNG를 공급해 줄 수 있는 LNG 병커링 선박의 수요도 동반 증가될 것으로 예상된다.

대기압에서 약 110K (-163°C)인 LNG를 저장하는 LNG 관련 선박은 상온의 대기에 의해 자연적 열침입을 받게 되며 그로 인하여 LNG가 기화되어 BOG (Boil Off Gas)가 발생한다. 다량의 BOG는 LNG 저장 탱크의 내부 압력을 상승시키고 압력 상승은 LNG 저장 탱크의 구조적인 문제를 야기시킬 수 있기 때문에 LNG 저장 탱크의 내부 압력을 유지하기 위해 BOG 배출이 필요하다. BOG를 대기로 배출하는 것은 지구 온난화 문제의 원인이 될 수 있기 때문에 가스연소장치 (GCU : Gas Combustion Unit)를 활용하여 대부분 소각하였다. 그러나 이러한 방법은 LNG 수송 효율을 저감시킬 뿐만 아니라 전체적으로 에너지 손실 상승을 초래하기 때문에 BOG를 재액화하여 다시 저장하는 방법이 현재 각광 받고 있다[9-10].

다양한 BOG 재액화 시스템 중에서 엑서지 효율 및 냉각 성능이 우수하고 상대적으로 무게 및 설치 공간이 가장 적은 reverse Brayton 극저온 냉

동기에 대한 관심이 매우 높으며 이러한 결과로 열역학적 공정 및 관련 기기에 대한 연구 개발이 활발하게 수행되고 있다.[11-13].

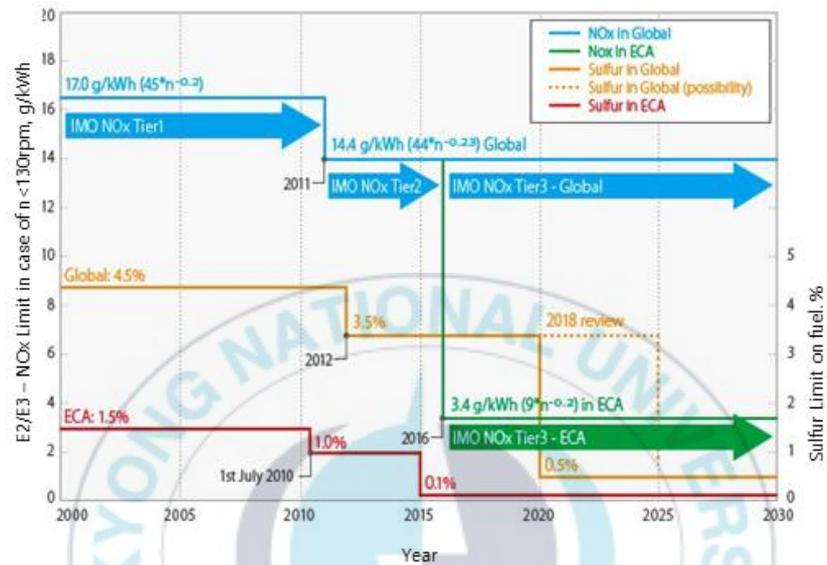


Fig. 1.3 Regulations of IMO

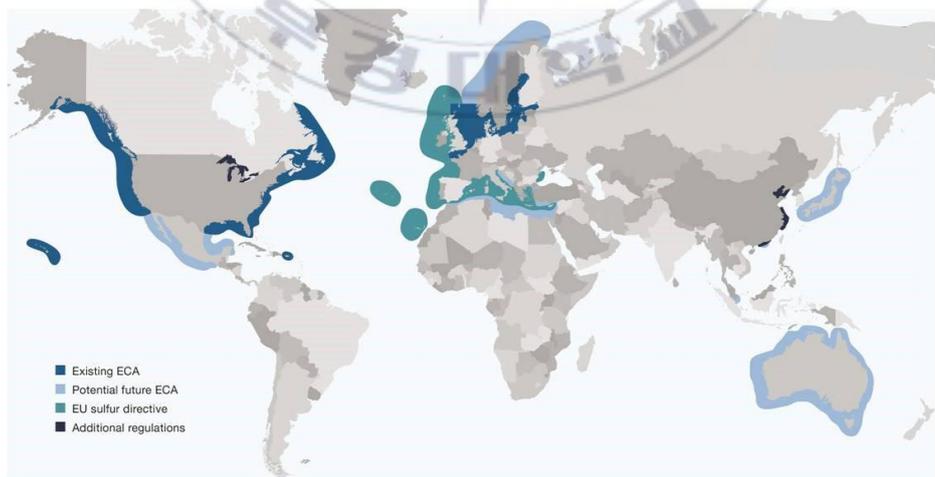


Fig. 1.4 Expansion of ECA

1.1.1 초전도 케이블 연구 동향

IEA (International Energy Agency)는 글로벌 전력 수요가 지속적으로 증가할 것으로 전망하고 있고 온실가스 감축을 위해 전력 시스템의 효율화를 권고하고 있으므로 송전 용량이 크고 송전 손실이 적은 초전도 케이블을 포함한 초전도 전력기기의 전력계통 적용이 기대되고 있다. 이러한 이유로 우리나라를 포함하여 미국, 일본, 유럽 등 선진국 중심으로 초전도 케이블에 대한 수요가 높아질 것으로 전망되어 국가 재정적 지원 하에 초전도 케이블이 연구 개발되었고 현재 실증 시범 사업을 통한 상용화 단계 진입을 모색하고 있다. 친환경 전력망에 대한 사회적 요구에 따라 초전도 케이블의 시장 규모는 계속 확장하여 급격하게 성장될 것으로 예측되고 있다.

미국은 국가 전력망의 안보차원으로 변전소간 연계 상업 운전을 위한 HYDRA, ComEd (Commonwealth Edison) 프로젝트를 진행 중에 있다. 일본은 NEDO (New Energy Development Organization) 등을 통해 지속적으로 초전도 기술 개발을 지원하고 있으며, 초전도 케이블과 관련하여 2020년 200 km의 장거리 직류 초전도 케이블 설치를 위한 ISHIKARI 프로젝트를 진행 중에 있다. 유럽에서는 정부 지원 하에 AmpaCity 프로젝트 (독일), NUON 프로젝트 (네덜란드), EDF 프로젝트 (프랑스) 등의 시범 및 상용사업이 진행 중에 있으며 특히 전 유럽 스마트 그리드 구축을 목표로 한 ‘전기 그리드 계획’에 신전력망 기술 중 하나로 초전도 전력케이블을 지정하고 있다. 우리나라는 차세대 초전도 응용기술 개발 사업을 통해 AC (교류) 22.9 kV 급 및 154 kV급 초전도 케이블을 연구 개발하였고 실증운전을 성공적으로 수행하여 세계 최고 수준의 초전도 케이블 기술을 보유하게 되었다. 이를 바탕으로 2016년부터 세계 최초의 초전도 케이블 상용화 프로젝트인 신갈-흥덕 변전소 간 1 km AC 23 kV급 초전도 케이블 시스템 사업을 추진하였

고 초전도 케이블 냉각에 7.5 kW (at 69 K) reverse Brayton 극저온 냉동기가 적용하여 현재 운전 중이다. 또한 AC 154 kV 3상 초전도 케이블 실증 프로젝트도 기획하는 등 초전도 케이블 상용화를 위해 노력하고 있다[14]. 초전도 케이블 시스템은 Fig. 1.5와 같이 초전도 케이블과 극저온 시스템으로 이루어져 있으며 그 중 극저온 시스템은 극저온 환경을 안정적으로 유지하기 위하여 냉동기 (Refrigeration system), 압력제어기 (Pressure builder), 극저온 순환 펌프 (Circulation pump) 등으로 구성되어 있다.

전력 시장은 경제 및 안전 문제 등으로 인하여 시장 진입이 매우 어렵기 때문에 빠른 시장 진입을 위해서는 초전도 케이블 시스템의 신뢰성 검증이 필요하다. 이를 위해서는 오랜 기간 대용량 전력을 안전하게 이송할 수 있는 초전도 케이블과 유지 보수가 적으며 극저온 환경을 안정적으로 유지할 수 있는 고신뢰성 극저온 냉동기 개발이 필요하다. 초전도 케이블은 많은 연구를 통해 국산화가 되었지만 극저온 냉동기는 해외 전량 의존하고 있어 초전도 케이블 시스템 상용화를 위해서는 극저온 냉동기의 국산화 개발이 필요하다.

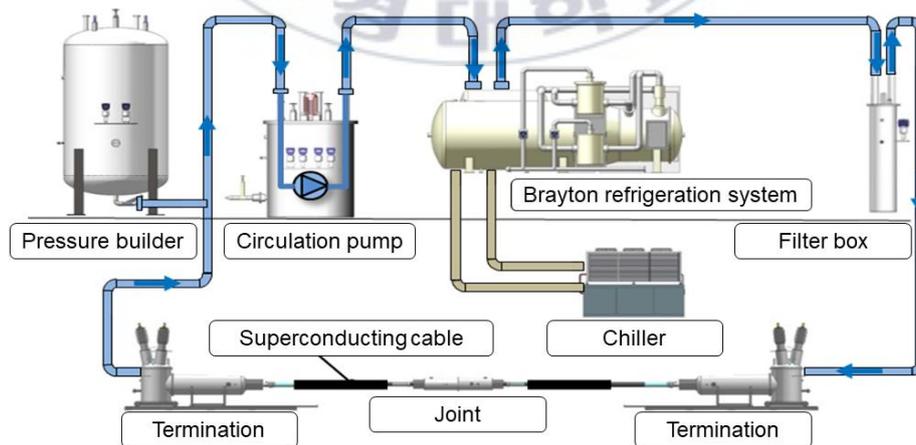


Fig. 1.5 Superconducting cable system of LS Cable & System corp.

1.1.2 LNG 액화 연구 동향

LNG 관련된 선박으로는 LNG 수송 (Carrier), LNG 병커링 (Bunkering), LNG 연료추진 시스템 (FGSS, Fuel Gas Supply System) 선박 등이 있다. 천연가스는 해외 (호주, 미국 등)에서 전량 수입하고 있으며 천연가스를 운송하면 많은 운송료가 발생하기 때문에 천연가스를 밀도가 1/600인 액화천연가스 (LNG)로 액화시켜 LNG 수송 선박을 통해 운송하며 장거리 운항을 위해 LNG를 선박에 탑재하여 연료로 추진하는 선박이 건조된다.

2018년 기준으로 운항되고 있는 LNG 연료추진 선박은 122척, 발주된 선박은 129척이고 운항 선박의 선종은 컨테이너선, 원유운반선, 화학제품운반선, 페리선, 벌크선 등이 있다. LNG 연료추진 선박 건조는 Fig. 1.6과 같이 2025년까지 약 227척 정도 발주가 전망되며 이를 기반으로 LNG 연료추진 선박의 시장 규모는 3조 3천억원으로 예측되고 향후 더 많은 수요가 예상된다.

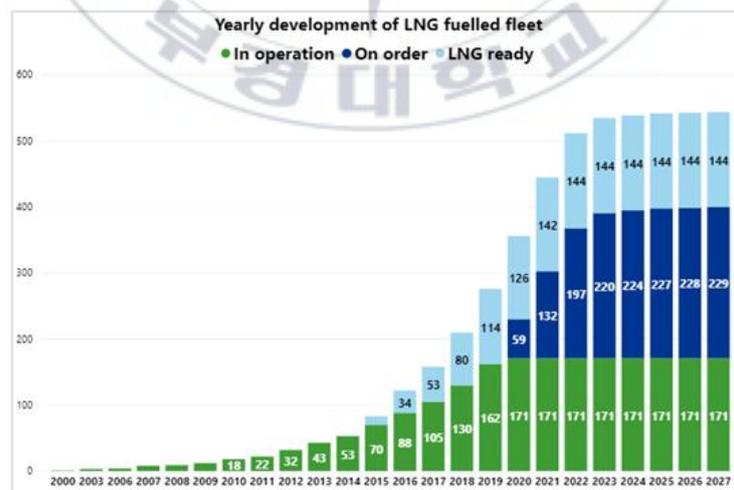


Fig. 1.6 Operation and order of LNG fueled propulsion ship[15]

LNG 연료추진 선박의 수요가 증가될 것으로 예상됨에 따라 세계 주요 항만 역시 LNG를 충전할 수 있는 LNG 병커링 인프라 및 해상 LNG 병커링 선박 구축을 추진하고 있다. LNG 병커링 선박은 LNG 연료추진 선박에 LNG를 공급하는 시스템을 의미하며 LNG 병커링 선박은 Fig. 1.7과 같이 2020년 약 15척이 운항 중이거나 운항 예정이고 향후 점진적으로 증가하여 2023년 22척이 발주 될 것으로 전망되고 있다. 또한 국내 LNG 병커링 수요는 2030년에 약 140만톤에서 2040년에 약 350만톤으로 증가할 것으로 예상되고 있다.

LNG 병커링 선박에 LNG를 저장할 때와 LNG 연료추진 선박에 LNG를 공급할 때 발생하는 BOG를 대기로 방출하지 않는 국제적인 방안이 검토되고 있으며 이로 인하여 극저온 냉동기를 적용하여 BOG를 재액화하는 6,500m³ 급 LNG 병커링 선박이 건조하여 인도되는 등 극저온 냉동기를 활용한 LNG 병커링 선박의 수요가 증가 할 것으로 예상된다.

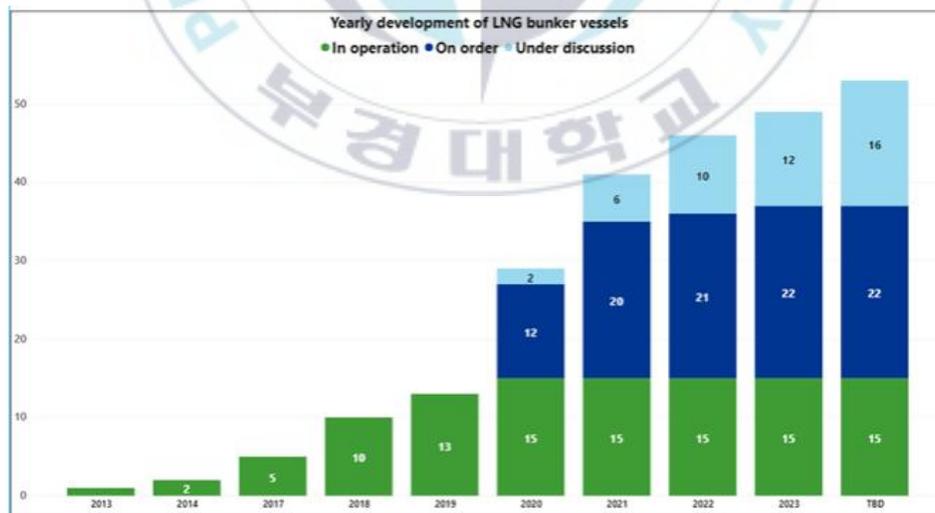


Fig. 1.7 Operation and order of LNG bunkering ship[15]

1.1.3 극저온 냉동기 연구 동향

미래 에너지 사회를 대비하는 초전도 케이블 시스템과 친환경 에너지인 LNG를 생산, 수송 및 저장하는 과정에서 극저온 냉동기는 반드시 필요하며 극저온 냉동기는 작동 온도와 냉각 성능에 따라 다양한 열역학 사이클로 구현이 가능하다.

초전도 케이블을 냉각하는 극저온 냉동기로 초전도 케이블 개발 단계에서는 초전도 케이블 길이가 짧아 열부하가 낮기 때문에 Stirling 및 GM (Giord-McMahon) 냉동기를 이용하였으나 초전도 케이블 상용화 단계에서는 초전도 케이블 길이가 길어져 열부하가 높기 때문에 대용량 극저온 냉동기를 사용하며 현재 reverse Brayton 극저온 냉동기가 가장 각광 받고 있다. 국내에서는 상용화를 위한 AC 23 kV 50 MVA 1 km 초전도 케이블 시스템과 실증을 위한 AC 154 kV 600 MVA 1 km 초전도 케이블 시스템에 수 kW급 reverse Brayton 극저온 냉동기를 설치하여 사용하였고 미국에서는 12 kV 72 MVA 2 km 초전도 케이블 시스템에서 10 kW급 reverse Brayton 극저온 냉동기를 적용할 계획이다.

BOG를 LNG로 재액화하는 시스템으로 육상 플랜트에서는 Table 1.1와 같이 탄화수소 계열 냉매를 사용한 Cascade, Single Mixed refrigerant (SMR), Propane Precooled Mixed Refrigerant (C3MR), Dual Mixed Refrigerant (DMR)를 사용한다[16]. 하지만 해상에서 선박 움직임에 의한 성능 저하가 적고, 시스템 크기가 작고 가벼우며, 원료가스 (Feed gas)의 성분에 민감하지 않다는 장점 때문에 reverse Brayton 극저온 냉동기가 대안으로 평가받고 있다. Reverse Brayton 극저온 냉동기는 극저온 터보팽창기 (Cryogenic turbo expander), 압축기 (Compressor), 열교환기 (Heat exchanger) 및 Cold box 등의 주요 구성 기기로 구성된다.

Fig. 1.8은 Air Liquide사의 reverse Brayton 극저온 냉동기 개략도 및 시스템을 나타낸다. 국외 선진 기업은 주로 대용량 극저온 액화 플랜트 시장을 주도하고 있으나 초전도 케이블이 상용화되어 가고 LNG 시장이 활성화되면서 이 시장에 적용이 가능한 reverse Brayton 극저온 냉동기를 개발하였다. Taiyo Nippon Sanso사는 십여 년 동안 reverse Brayton 극저온 냉동기를 Fig. 1.9와 같이 개발하였고 현재 10 kW급 reverse Brayton 극저온 냉동기를 상용화하여 초전도 케이블 시스템 실증 사업에 적용하고 있다.

국내는 초전도 케이블을 포함한 초전도 전력기기의 상용화와 LNG 관련 선박 수요 증가로 reverse Brayton 극저온 냉동기의 개발 필요성이 꾸준히 제기되었고 이러한 결과로 여러 기관 및 기업에서 극저온 냉동기 및 관련 구성 기기를 연구 개발을 추진하였으나 설계 및 제작에 대한 기술 난이도가 높아서 아직 개발이 완료되지 못하고 있는 실정이다.

Table 1.1 Comparison by natural gas liquefaction process

| Item | Cascade | SMR | C3-MR | DMR | N2-Expander |
|----------------------|---------|--------|--------|--------|-------------|
| Thermal efficiency | High | Medium | High | High | Low |
| Equipment count | High | Low | Medium | Medium | Medium |
| Refrigerant storage | Large | Medium | Large | Medium | None |
| Capital investment | Medium | Low | Medium | Medium | High |
| Offshore suitability | Medium | High | Medium | High | High |
| Compactness | Low | Medium | Low | Medium | High |
| Motion impacts | Medium | Medium | High | Medium | Low |



Fig. 1.8 Reverse Brayton refrigeration system of Air Liquide corp.[17-18]

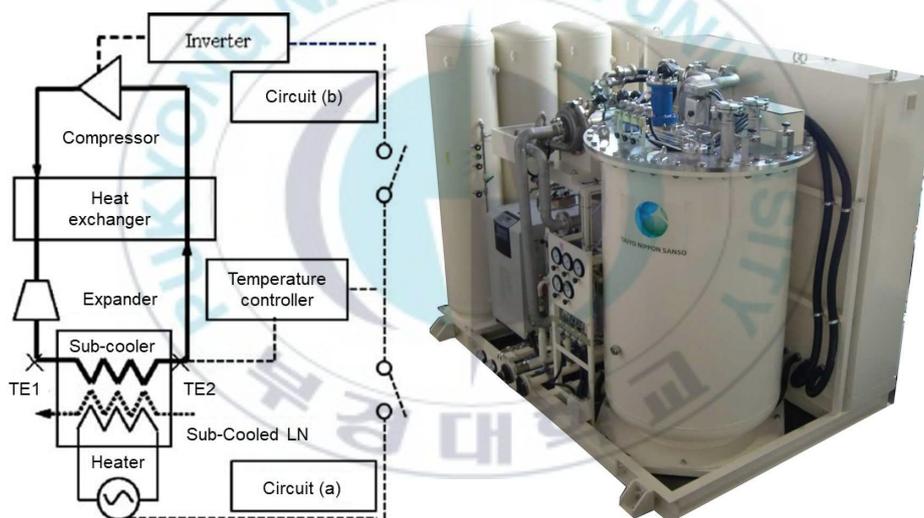


Fig. 1.9 Reverse Brayton refrigeration system of Taiyo Nippon Sanso corp.[19-20]

우리나라는 세계 최고 수준의 초전도 케이블 기술을 보유하고 있고 전 세계 LNG 선박 건조를 가장 많이 하고 있으나 핵심 기기인 극저온 냉동기는 전량 해외 선진 기술에 의존하고 있다. LNG 관련 제품군에서 BOG 재액화에 대한 수요가 향후 지속적으로 증가될 것으로 전망하나 BOG 재액화에 적합한 reverse Brayton 극저온 냉동기의 설계/제작/운영 기술은 부족한 실정인바 향후 세계 시장에서의 산업 경쟁력 약화가 우려되므로 LNG 관련 제품군의 경쟁력을 강화하기 위해서 reverse Brayton 극저온 냉동기 국산화 개발이 필요하다. 현재 국내 reverse Brayton 극저온 냉동기와 관련한 기기 개발이 진행되고 있으나 공정 및 시스템 개발에 대한 연구는 많이 미흡한 실정이다.

Reverse Brayton 극저온 냉동기는 대형 의료 및 항공 우주 등 관련 산업 뿐 만 아니라 다양한 분야에 활용이 가능하다[21-23]. 친환경 에너지인 수소를 기반한 수소 경제 활성화를 위해서는 대용량 수소 공급/이송/저장이 필요하며 Fig. 1.10과 같이 기체 수소 대비 부피가 1/800이고 저장 및 수송 효율이 4.5배 높을 뿐 만 아니라 저압에서 저장이 가능한 액체수소 활용이 각광 받을 것으로 전망되므로 수소를 효율적으로 액화할 수 있는 reverse Brayton 극저온 냉동기의 활용이 증가될 것으로 판단된다.



Fig. 1.10 Comparison of gaseous and liquid hydrogen

1.2 종래 연구

국내 초전도 케이블 시스템 및 BOG 재액화를 위한 reverse Brayton 극저온 냉동기에 관한 연구는 대부분 시뮬레이션을 통한 시스템 공정과 일부 주요 구성 기기의 설계 기술 개발에 대한 연구로 이루어져 있다.

초전도 케이블 관련해서 J. W. Lee 등[24]은 초전도 케이블 냉각에 요구되는 2 kW급 reverse Brayton 극저온 냉각사이클을 열역학적으로 설계하고 이를 바탕으로 극저온 터보팽창기를 설계 연구하여 효율이 80%인 해석 결과를 제시하였다. M. J. Chung 등[25]은 65K 과냉 액체질소를 연속 생산하기 위해 헬륨 (Helium)을 냉매로 한 5 kW급 Brayton 극저온 냉각 사이클 해석과 냉각 성능 및 기계적 효율을 고려한 플레이트 핀 (Plate-fin) 열교환기의 최적 길이 설계를 연구하였다. H. M. Chang 등[4]은 HYSYS를 이용하여 1 km급 초전도 케이블 시스템에 사용하는 액체질소를 72 K에서 65 K까지 과냉할 수 있는 10 kW급 Brayton 극저온 냉각 사이클에 대해 열역학적 연구하였고 작동 유체로 헬륨 및 네온 (Neon)에 대한 FOM (Figure of Merit)을 분석하였다.

LNG 관련해서 H. M. Chang 등[26-27]은 질소 (N_2)를 냉매로 160 ℓ/h 메탄을 액화하기 위한 reverse Brayton 극저온 냉각 사이클을 열역학적으로 설계하고 작동 압력과 플레이트 핀 열교환기의 크기 최적 조건을 제시하였으며 천연가스를 액화하기 위한 최적 공정을 연구하여 효율과 소형화를 위한 최적 사이클을 제시하였다. Y. G. Shin 등[28]은 LNG 재액화를 위해 Hamworthy사의 reverse Brayton 사이클과 Claude 사이클의 동특성 모사를 통해 각 사이클의 공정 제어 및 성능을 비교 분석하였고 reverse Brayton 사이클이 제어 및 구성에서 보다 효율적이고 간단하다고 보고하였다. Y. P. Lee 등[29]은 HYSYS를 이용하여 질소를 작동유체로 한 reverse Brayton 극

저온 냉각 사이클에서 기존 사이클과 BOG-BOG 열교환기 사용에 따른 열역학적 성능을 비교하였다. B. S. Ko 등[30]은 HYSYS를 이용하여 LNG 선박에서 발생하는 BOG를 재액화하기 위해 작동 냉매를 질소로 한 reverse Brayton 사이클과 Claude 사이클 시스템의 재액화량을 비교 분석하였다. 국내는 대부분 reverse Brayton 극저온 냉동기에 대한 사이클 시뮬레이션 연구가 주를 이루고 있기 때문에 시뮬레이션 결과 신뢰성을 확보하기 위해 reverse Brayton 극저온 냉동기 실험적 연구가 필요하다고 판단된다.

해외 초전도 케이블 및 LNG 재액화 시스템에 대한 reverse Brayton 극저온 냉동기에 관련된 연구는 시뮬레이션을 통한 reverse Brayton 극저온 사이클 분석, 다른 시스템과의 비교 분석, 관련 구성 기기 및 운전 조건 변화 등에 따른 시스템 공정 연구 등을 포함한 다양한 연구가 수행되었을 뿐만 아니라 실험을 통한 검증 결과도 제시하였다.

초전도 케이블 경우 S. Yoshida 등[31-32]은 초전도 전력기 적용을 위한 reverse Brayton 극저온 사이클의 열교환기 유용도와 압축기 및 극저온 터보팽창기 효율이 냉각 성능 및 COP에 미치는 영향을 비교 분석하였고 액체질소를 과냉각하는 부하 열교환기로서 2단 플레이트 핀 열교환기를 사용하여 열교환기 동결 발생에 대한 시뮬레이션 연구를 수행하였다. H. Hirai 등[33-35]은 초전도 케이블 시스템 적용을 위해 작동 유체를 네온으로 한 70 K에서 2 kW급 reverse Brayton 극저온 냉동기 및 자기 베어링(Magnetic bearings)을 설계 및 제작하여 성능 실험을 수행하였고 65 K에서 2 kW의 냉각 성능 결과를 제시하였다. S. Ozaki 등[36]은 네온을 사용하여 초전도 케이블 냉각을 목적으로 자기 베어링을 이용하고 2단 압축 및 2단 팽창하는 10 kW급 reverse Brayton 극저온 냉동기를 제작하고 시험하여 냉각 특성 및 성능 등의 결과를 제시하였고 부하 변동에서 목표 온도와 액체 질소 온도 차이가 3K 이내임을 보고하였다. N. Naoko 등[37]은 3단 압축 및

1단 팽창하는 5 kW급 reverse Brayton 극저온 사이클을 제작하고 Asahi 변전소의 240m 66kV 200MVA에 초전도 케이블을 실계통 연결하여 실증 시험을 수행하였다. A. K. Dhillon 등[5]은 초전도 케이블에 대해 다른 온도에서 주어진 부하에 대해 reverse Brayton 극저온 사이클의 운전 압력과 압력비와 같은 공정 변수를 최적화하기 위한 엑서지 분석을 수행하였다.

LNG 경우 S. K. Kochunni 등[8, 38-39]은 HYSYS를 활용하여 저온 BOG 압축기가 구성된 기본 reverse Brayton 극저온 냉동기의 주요 구성 기기의 사양에 따른 엑서지 분석을 수행하였고 구성 기기의 사양과 작동 조건이 BOG 회수와 전력 소모에 가장 큰 영향을 미친다는 것을 보고하였고 압축기 전단 냉매를 BOG로 예냉하고 상온 BOG 압축기를 사용한 개선 모델과 엑서지 효율을 비교 분석하였으며 LNG 운반선에서 BOG 재액화를 위해 Kapitza와 reverse Brayton 극저온 냉동기를 비교 분석하였다. J. Romero 등[40]은 해수 온도, 팽창 전 저온 질소의 온도 및 압력과 같은 변수가 reverse Brayton 극저온 냉동기에 미치는 영향을 시뮬레이션을 통해 연구하였다. J. R. Gomez 등[41]은 선진 기업들이 개발한 다양한 Cascade형 재액화 사이클과 reverse Brayton 극저온 사이클을 비교 분석하였으며 Y. Shin 등[42]은 HYSYS를 이용하여 초기 구동과 유휴 (Idle) 모드를 포함한 모든 운전 조건에 대한 동적 시뮬레이션이 수행하여 다양한 BOG 부하 조건에서의 공정 제어를 제안하였다. D. H. Kwak 등[11]은 LNG 연료추진 선박에 극저온 BOG 압축기를 사용하지 않으며 질소를 냉매로 한 reverse Brayton 극저온 사이클에 관해 다양한 운전 조건에 따른 액화 공정 설계 및 최적화에 대해 연구하였다. T. B. He 등[43]은 소규모 LNG 플랜트에 프로판 및 R410a 예냉 시스템을 적용하여 질소 reverse Brayton 극저온 사이클의 성능을 시뮬레이션을 통해 비교하였다.

또한 우주 탐사 및 액화수소에 관련된 reverse Brayton 극저온 냉동기에 대한 연구도 수행되었다. H. Quack 등[44]은 수소 액화를 위해 헬륨과 네온을 혼합한 넬륨 (Neliium)을 이용한 reverse Brayton 극저온 사이클의 효율을 연구하였다. H. M. Chang 등[22]은 수소를 액화하기 위한 헬륨 및 네온 reverse Brayton 극저온 사이클과 Linde-Hampson 및 Claude 사이클 등 다양한 사이클과 성능을 비교 분석 하였다. M. V. Zagarola 등[45]은 우주 연구를 위해 20 K 이하의 온도에서 2단 Turbo-Brayton 극저온 냉동기에 성능 평가를 수행하였다. R. W. Hill 등[46]은 우주 탐사용 적외선 센서용 reverse Brayton 극저온 냉동기에 적용할 500 W급 영구자석 모터를 제작하여 성능 시험을 수행하였다.

Fig. 1.11과 같이 reverse Brayton 극저온 시스템 사이클 및 관련 기술 분야의 주요특허를 조사한 결과를 나타낸다. 국가별/출원인 국적별 특허동향에서 미국 출원이 전체의 약 34 %를 차지하고 그 뒤로 일본과 유럽이 약 25 %정도를 차지하고 있다.

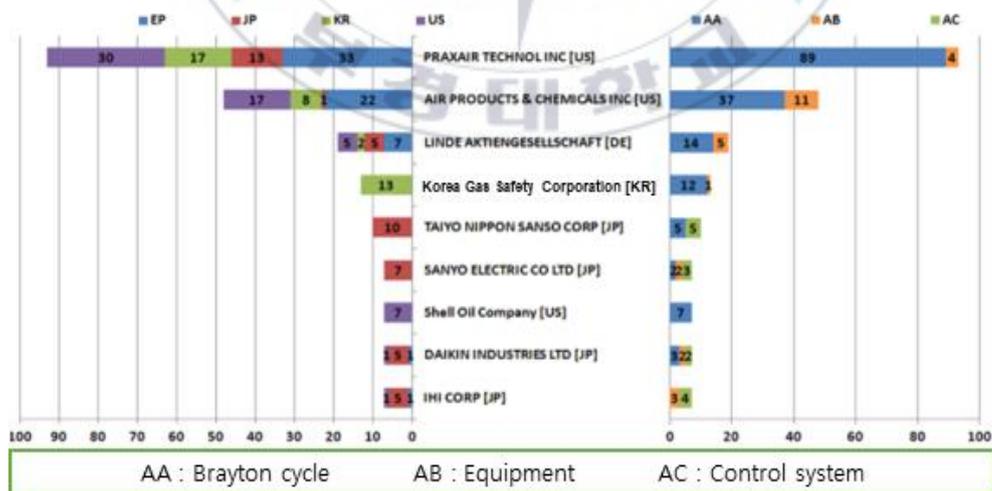


Fig. 1.11 Patent application status

주요특허를 분석한 결과 대부분 reverse Brayton 극저온 시스템 사이클에 관한 기술 개발이 가장 많았으며 Taiyo Nippon Sanso와 IHI Corp.가 압력 제어 기술 개발에 많은 특허를 보유하고 Sanyo Electric Co. Ltd.가 압축기 분야에 많은 특허를 보유하고 있었다. 국내는 한국가스안전공사가 천연가스 액화와 관련된 프로세스 분야에 많은 특허를 출원하였다. 주요특허의 기술별 구성 비중을 살펴보면 reverse Brayton 극저온 시스템 사이클 분야가 약 63 %로 가장 많은 점유율을 보였으며 구성장치 분야가 약 22 %, 제어시스템 분야가 15 % 정도의 특허 분포를 나타냄을 알 수 있었다.



1.3 연구의 목적 및 논문 구성

미래 고부가가치 사업이며 친환경인 초전도 케이블 및 BOG 재액화 시스템의 상용화를 위해서 reverse Brayton 극저온 냉동기의 국산화가 필요하며 이를 위해서는 reverse Brayton 극저온 냉동기의 설계, 제작 및 운영 기술 개발이 필요하다. 국내는 reverse Brayton 극저온 냉동기 개발과 관련하여 대부분 시뮬레이션을 통한 설계 연구만 추진되었으며 reverse Brayton 극저온 냉동기를 실제 제작하고 실험을 수행한 연구가 부족한 실정이다. 이러한 이유로 본 연구에서는 크기가 작고 고효율이고 유지보수가 용이한 reverse Brayton 극저온 냉동기를 개발하기 위하여 냉각 성능이 77 K에서 2 kW급인 기본적인 reverse Brayton 사이클의 엑서지 및 성능 특성을 시뮬레이션을 통해 분석한 후 열역학적으로 설계하였다. Reverse Brayton 극저온 냉동기의 시스템 특성을 파악하기 위해 종래 연구와 달리 스크롤 (Scroll) 압축기와 판형 (Plate-type) 열교환기 및 극저온 터보팽창기를 적용한 reverse Brayton 극저온 냉동기를 제작하였다. reverse Brayton 극저온 냉동기를 실제 운전하여 예냉 (Cool down), 성능 평가 및 열부하 변화에 따른 성능 변화 실험을 수행하였다. 이러한 실험을 통하여 reverse Brayton 극저온 냉동기의 성능을 포함하여 적용된 주요 구성 기기가 reverse Brayton 극저온 냉동기에 미치는 영향성 및 적용 가능성을 분석하였다. 이러한 결과는 향후 대용량 reverse Brayton 극저온 냉동기의 설계, 제작 및 운영 기술 개발에 기초 자료로 제공되어 국산화 개발에 기여될 것으로 판단된다.

연구 목표를 달성하기 위하여 본 논문은 모두 7개의 장으로 이루어져 있으며 각 장의 개요는 다음과 같다.

제 1 장은 서론으로 reverse Brayton 극저온 냉동기에 관한 연구가 이루어져야 하는 연구 배경과 동향을 밝혔으며 관련된 종래 연구에 대하여 조사 분석하고 본 연구 목적 및 논문 구성에 대해 서술하였다.

제 2 장은 reverse Brayton 사이클을 살펴보고 reverse Brayton 극저온 냉동기에 사용되는 주요 구성 기기를 설명하였다.

제 3 장은 시뮬레이션을 통하여 기본 reverse Brayton 사이클에서 주요 구성 기기의 효율과 저압 및 고압부 압력 변화에 따른 엑서지 파괴 인자 및 엑서지 효율 변화를 비교 분석하였다.

제 4 장은 시뮬레이션을 통하여 기본 reverse Brayton 사이클에서 주요 구성 기기의 효율과 저압 및 고압부 압력 변화에 따른 압축일, 냉각 성능 및 COP_{carnot} 변화를 비교 분석하였다.

제 5 장은 실험 장치 및 방법으로 열역학적으로 77 K에서 약 2 kW급 reverse Brayton 극저온 냉동기의 설계와 실험 장치 제작을 서술하였고 실험 방법을 설명하였다.

제 6 장은 제작된 77 K에서 약 2 kW급 reverse Brayton 극저온 냉동기의 예냉 특성과 구성 기기 및 시스템 특성을 분석하였고 열부하를 변동하여 목표 온도 변화에 따른 시스템 성능 특성을 비교 분석하였다.

제 7 장은 결론으로 연구 결과 및 분석 등을 통해 얻은 결론을 종합 서술 하였다.

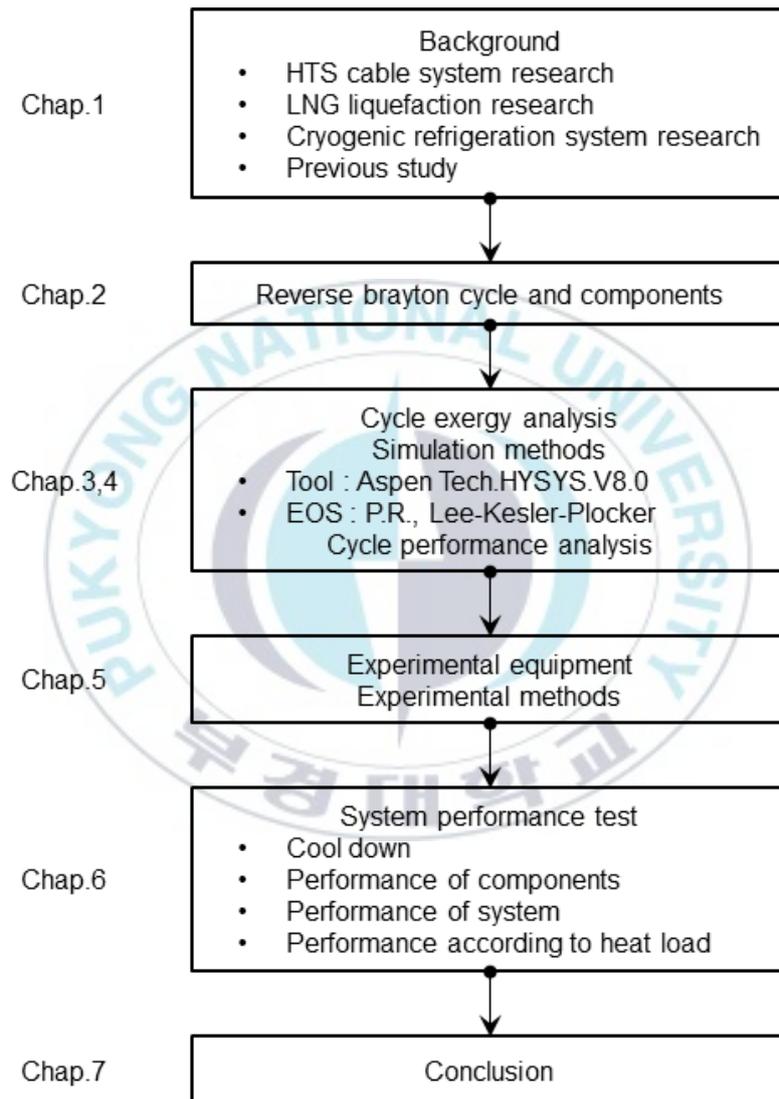


Fig. 1.12 Outline of this study

제 2 장 Reverse Brayton 사이클 및 구성 기기 특성

2.1 Reverse Brayton 사이클

극저온(Cryogenic)은 Fig. 2.1와 같이 120 K(-153 °C) 이하의 온도에서 사용되거나 일어나는 현상을 의미하며 극저온에 사용될 수 있는 작동 냉매는 끓는 점이 낮고 분자 구조가 단순한 메탄, 산소, 질소, 네온, 수소, 헬륨 등이 있다.

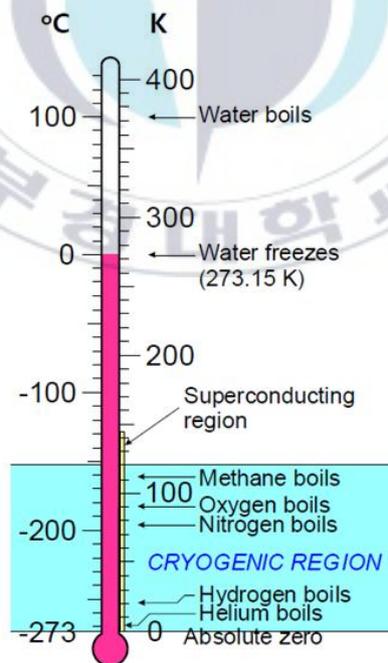


Fig. 2.1 Cryogenics region

Fig. 2.2는 본 연구에서 사용하는 이상적인 reverse Brayton 사이클의 온도 (T) - 엔트로피 (s) 선도를 나타낸다. 이상적인 reverse Brayton 사이클은 단열 압축 (1 ~ 2) 과정 → 등압 냉각 (2 ~ 4) 과정 → 단열 팽창 (4 ~ 5) 과정 → 등압 가열 (5 ~ 1) 과정으로 구성되며 reverse Brayton 사이클에 적용되는 작동 냉매는 냉각 온도를 고려하여 선정한다.

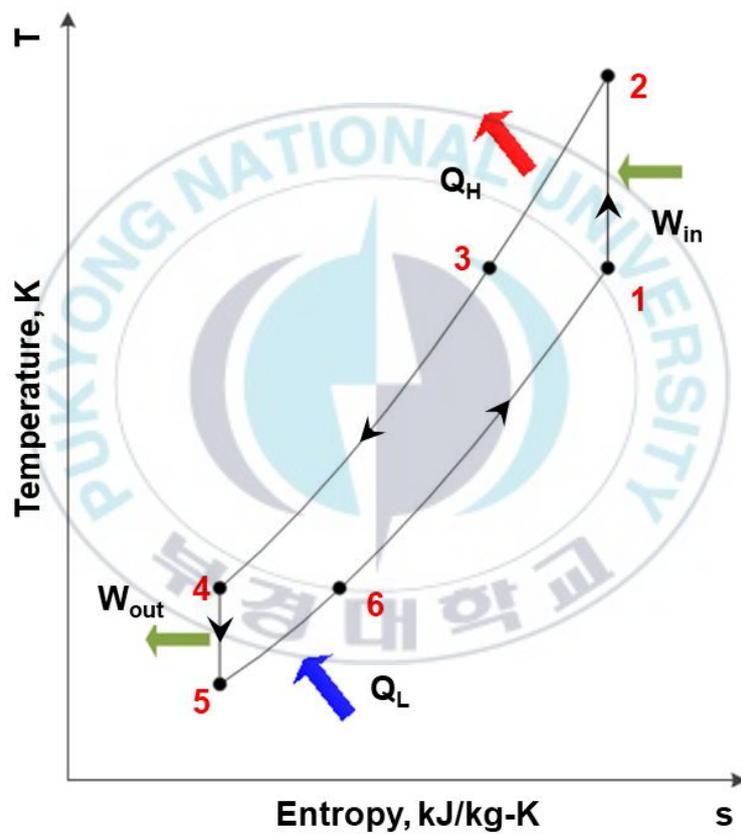


Fig. 2.2 T-s diagram of reverse Brayton cycle

Fig. 2.3은 본 연구에 적용한 reverse Brayton 극저온 냉동기의 개략도를 나타낸다. reverse Brayton 극저온 냉동기는 폐루프 구조이며 작동 냉매는 압축기 → 방열 냉각기 (Aftercooler) → 재생 열교환기 → 팽창기 → 부하 열교환기 → 재생 열교환기 → 압축기 순으로 재순환한다. 압축기와 방열 냉각기만 상온에서 운전되며 극저온 상태로 운전되는 열교환기와 극저온 터보팽창기 등은 외부로부터의 열 침입을 방지하기 위하여 고진공 상태 (10^{-3} Torr 이하)에 MLI (Multi Layer Insulation) 단열 구조로 구성된 Cold box 내부에 설치된다[26].

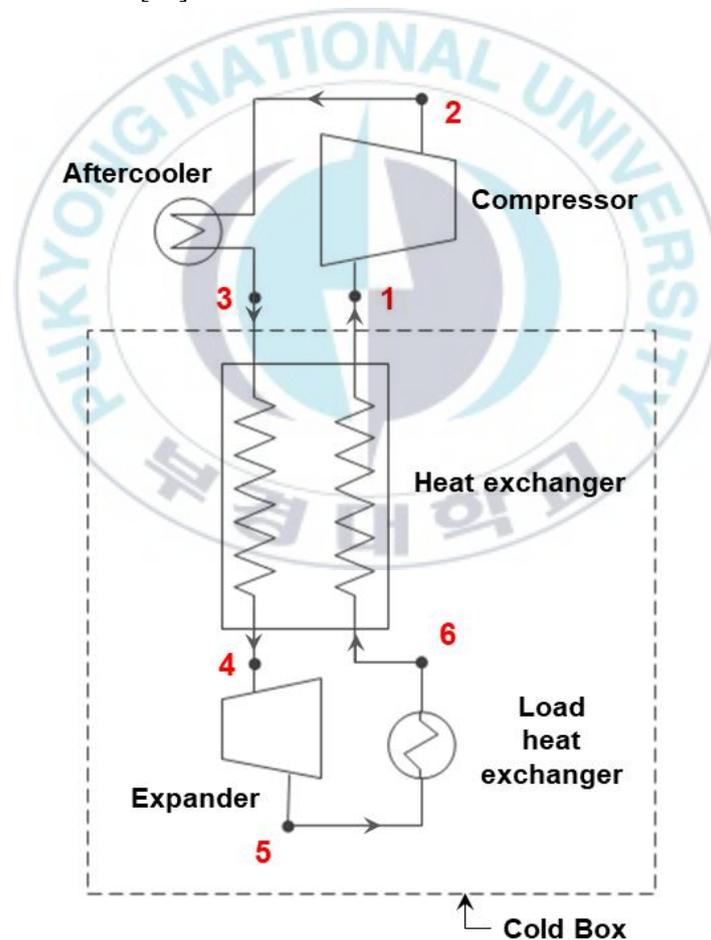


Fig. 2.3 Schematic diagram of reverse Brayton refrigeration system

상온 저압의 기체 냉매는 압축기에 의해 고압으로 압축되고 (1 → 2 과정) 압축 과정에서 발생한 압축열은 방열 냉각기에 의해 제거된 후 상온 고압 상태가 된다 (2 → 3 과정). reverse Brayton 극저온 냉동기의 효율을 증대시키기 위해 상온 고압 냉매 (3 → 4 과정)는 열교환기를 통해 저온 저압 냉매 (6 → 1 과정)와 열교환하여 저온 상태가 된다. 저온 고압 냉매는 팽창기를 통해 외부로 일을 하며 팽창하여 온도가 보다 낮아지게 되고 이로 인하여 저온 저압 상태가 된다 (4 → 5 과정). 팽창기 출구의 저온 저압 냉매는 부하 열교환기를 통과하며 냉각 대상으로부터 열을 흡수한 후(5 → 6 과정) 냉각 일을 생성하고 재생 열교환기를 통해 상온으로 승온되어 압축기로 재순환된다.

이상적인 reverse Brayton 극저온 냉동기의 각 지점 온도와 압력을 기준으로 엔탈피를 도출하고 질량 유량을 측정하여 압축일 (W_{comp}), 냉각 성능 (Q_c), 극저온 터보팽창기 축동력 (Q_{sh}) 및 극저온 터보팽창기 등엔트로피 효율 (η_{exp})을 식 (2.1), 식 (2.2), 식 (2.3) 및 식 (2.4)를 이용하여 계산하고 이를 바탕으로 이론적인 COP_{theo} 및 이상적인 COP_{carnot} 를 식 (2.5)과 식 (2.6)을 사용하여 도출하였다.

$$W_{comp} = m \times (h_2 - h_1) \quad (2.1)$$

$$Q_c = m \times (h_6 - h_5) \quad (2.2)$$

$$Q_{sh} = m \times (h_4 - h_5) \quad (2.3)$$

$$\eta_{\text{exp}} = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5s}} \quad (2.4)$$

$$COP_{\text{theo}} = \frac{Q_c}{W_{\text{comp}}} \quad (2.5)$$

$$COP_{\text{carnot}} = \frac{\frac{Q_c}{W_{\text{comp}}}}{\frac{T_l}{T_h - T_l}} \quad (2.6)$$

열교환기 유용도는 열회수 효율을 의미하며 최대 가능한 열전달율과 실제 열전달율의 비이며 식 (2.7)과 식 (2.8)을 이용하여 고압 및 저압부 열교환기 유용도를 계산하였다.

$$\xi_{H,l} = \frac{m \times (h_1 - h_6)}{m \times (\Delta h_{\text{max}})} = \frac{h_1 - h_6}{h_3 - h_6} \quad (2.7)$$

$$\xi_{H,h} = \frac{m \times (h_3 - h_4)}{m \times (\Delta h_{\text{max}})} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_6} \quad (2.8)$$

Reverse Brayton 극저온 냉동기에는 압축기, 열교환기 및 극저온 터보팽창기 등 관련 주요 구성 기기 개발도 중요하지만 공정 설계와 시스템 운전 및 제어 기술도 매우 중요하다. 공정 설계는 압축기, 열교환기, 극저온 터보팽창기 등 주요 구성 기기 사양을 고려한 최적 reverse Brayton 극저온 냉동기 설계 기술이 필요하며 온도, 압력 및 유량 등 사이클의 정상 상태 조건을 결정한다. 상세 설계는 공정 설계를 바탕으로 극저온 상태를 유지하기 위한 배관과 Cold box의 단열 설계 및 최적 제어를 위한 계측 설계 기술이 필요하다. 운전 및 제어 기술은 상온에서 극저온으로 냉각되는 예냉 운전, 극저온 상태를 유지하는 정상 운전 기술, 냉각 부하 변동에 따른 시스템 온도 및 압력 제어 기술과 reverse Brayton 극저온 냉동기 성능 평가 기술이 필요하다.

극저온에 사용 가능한 냉매는 Table 2.1과 같이 여러 종류가 있지만 그 중 BOG를 LNG로 재액화하고 초전도 케이블 시스템 내부 액화질소를 과냉각 할 수 있는 작동 냉매는 온도 순으로 헬륨과 네온이 있다. 본 연구에서는 reverse Brayton 극저온 냉동기에 관련하여 효율이 높고 분자량에 의해 낮은 터보 기계 회전 속도를 가질 수 있는 점 등을 고려하여 작동 냉매로 네온을 선정하였다[34, 47].

이에 본 연구에서는 네온을 적용한 reverse Brayton 극저온 냉동기 설계, 운전 및 성능평가 등의 기술 개발을 위해 가장 기본적인 reverse Brayton 극저온 냉동기에 대한 공정 시뮬레이션을 수행하고 그 결과를 바탕으로 reverse Brayton 극저온 냉동기를 설계하여 제작한 후 reverse Brayton 극저온 냉동기를 운전하여 성능 평가를 수행하였다.

Table 2.1 Cryogenic fluids

| Cryogen | Boiling point, K | Triple point, K |
|---|------------------|-----------------|
| Krypton [Kr] | 119.78 | 115.77 |
| Methane [CH ₄] | 11.67 | 90.69 |
| Oxygen [O ₂] | 90.19 | 54.36 |
| Argon [Ar] | 87.30 | 83.81 |
| Fluorine [F ₂] | 85.04 | 53.48 |
| Carbon Monoxide [CO] | 81.63 | 68.13 |
| Air [0.76 N ₂ + 0.23 O ₂ + 0.01 Ar] | 78.9 81.7 | 59.75 |
| Nitrogen [N ₂] | 77.36 | 63.15 |
| Neon [Ne] | 27.10 | 24.56 |
| Hydrogen (normal) [H ₂] | 20.39 | 13.96 |
| Hydrogen (Para) [H ₂] | 20.28 | 13.80 |
| Helium-4 [He ₄] | 4.230 | - |
| Helium-3 [He ₃] | 3.191 | - |

2.2 극저온 터보팽창기

Reverse Brayton 극저온 냉동기의 주요 구성 기기라고 할 수 있는 극저온 터보팽창기는 Fig 2.4와 같으며 수만에서 수십만 회전수 (rpm)의 속도로 회전하는 구심 터빈을 사용한다. 극저온 터보팽창기는 작동 유체를 팽창시켜 작동 냉매의 온도를 낮출 뿐 만 아니라 작동 냉매로부터 팽창 에너지를 획득하여 활용 할 수 있는 기기이다.

극저온 터보팽창기를 통해 얻어진 에너지는 발전기를 통해 전기를 생산하거나 압축기를 구동하는 전력으로 활용할 수 있으며 와전류 제동 (Eddy current brake)를 통하여 열 에너지원으로도 사용이 가능하다. 극저온 터보팽창기는 극저온 환경에서 초고속으로 작동되므로 기술적 난이도가 매우 높은 초고속/극저온 회전체 기술과 극저온 단열 기술이 필요하다. 극저온 터보팽창기를 개발하기 위해서는 극저온 물성이 반영된 극저온 터보팽창기 공력 설계 기술, 극저온 상태에서 회전 안정성을 유지시킬 수 있는 베어링 기술, 극저온 터보팽창기 내부의 이차 유로 안정화 기술, 열 및 응력에 관한 설계 해석 기술 등이 필요하다.

극저온 터보팽창기는 국외 선진기업들로부터 헬륨 및 네온을 냉매로 이용한 극저온 터보팽창기가 오랜 기간 동안 연구되었으며 현재 Linde, Air Liquide, GE Oil&Gas, Cryostar 등에 의해서 개발되었다. 비교적 소형인 70 K에서 2 ~ 10 kW 냉각 성능을 보유한 초전도 전력기기 냉각용 reverse Brayton 냉동기에 사용되는 극저온 터보팽창기의 경우에는 Taiyo Nippon Sanso 및 Mayekawa도 개발하여 실증 연구되고 있다.

현재 개발된 극저온 터보팽창기의 설계, 제작 및 운전 등 세부적인 사양 및 내용은 기업 기밀로 다루어지기 때문에 학회, 논문 및 카탈로그 등 문헌을 통해 정보가 공개되지 않고 있는 실정이다. 이에 본 연구에서는 계산된 설계 조건으로 개발된 극저온 터보팽창기를 사용하였다.



(a) Cryostar corp.[48]



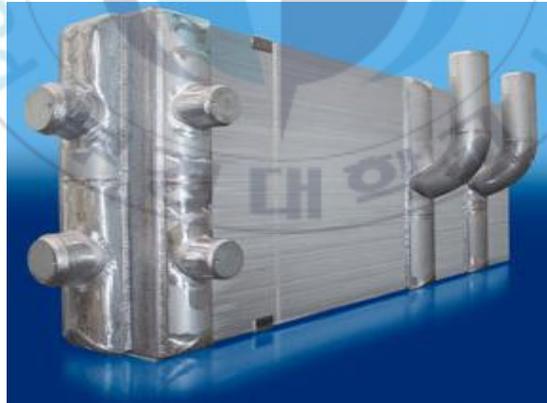
(b) Prvni Brnenska Strojirna corp.[49]

Fig. 2.4 Cryogenic turbo expander

2.3 열교환기

Reverse Brayton 극저온 냉동기에 사용되는 열교환기는 고압부와 저압부의 열교환이 이루어지는 열교환기 및 냉각대상으로부터 열을 제거하기 위한 부하 열교환기로 구성된다.

극저온에서 사용되고 있는 열교환기로는 코일 권선 (Coil wound) 열교환기, 플레이트 핀 열교환기, 마이크로 채널 (Printed circuit) 열교환기, 관형 열교환기 등이 있으며 Fig. 2.5에 나타내었다. 열교환기는 고압부 냉매와 저압부 냉매가 서로 반대 방향으로 흐르며 열교환하는 대향류 형이며 주로 재질이 알루미늄인 플레이트 핀 열교환기 (Multi-Stream 적용 가능)를 많이 사용하고 부하 열교환기는 냉각 대상에 따라 열교환기를 선택하여 사용한다.



(a) Plate-fin type heat exchange[50]



(b) Coil wound heat exchanger[51]



(c) Printed circuit heat exchanger[52]



(d) Plate-type heat exchanger[53]

Fig. 2.5 Cryogenic heat exchanger

Table 2.2 Comparison by heat exchanger type

| Type | Content | | Price |
|--------------------------------|------------|---|-------|
| Shell & tube heat exchanger | Strengths | Use at high temperature, cryogenic and high pressure environment Low pressure drop & low power loss Possibility of low contamination Long-term reliability | High |
| | Weaknesses | Large size and high weight Low heat transfer efficiency High price | |
| Plate-fin heat exchanger | Strengths | Use at high temperature, medium (< 30 bar) environment High heat transfer compared to volume Long-term reliability | High |
| | Weaknesses | Not use at high pressure Possibility of high contamination high High price | |
| Printed circuit heat exchanger | Strengths | Use at high temperature, cryogenic and high pressure environment High heat transfer compared to volume | High |
| | Weaknesses | High pressure drop High price | |
| Plate-type heat exchanger | Strengths | Use at high temperature, medium (< 30 bar) environment High heat transfer and efficiency | Low |
| | Weaknesses | Not use at high pressure | |

열교환기 제작 기업과 협의하여 본 연구에 적용이 가능한 열교환기를 Table 2.2와 같이 비교 분석하였고 그 결과로 가격이 저렴하고 공급이 용이할 뿐 만 아니라 열교환기 유용도가 높은 판형 열교환기를 본 연구에 적용하였다. Fig. 2.6은 판형 열교환기 구성을 나타내었다. 판형 열교환기는 전면 및 후면의 덮개 판과 2개의 덮개판 사이에 난류를 촉진하여 열전달을 향상시킬 수 있는 주름진 다수의 채널 판으로 구성된다. 이러한 구성으로 인하여 냉매의 통로 및 열교환기의 크기와 형상을 다양하게 설계할 수 있어 소형이고 고효율 및 고신뢰성이며 비용 효율이 높아 다양한 시스템에 적용이 가능한 열교환기이다.

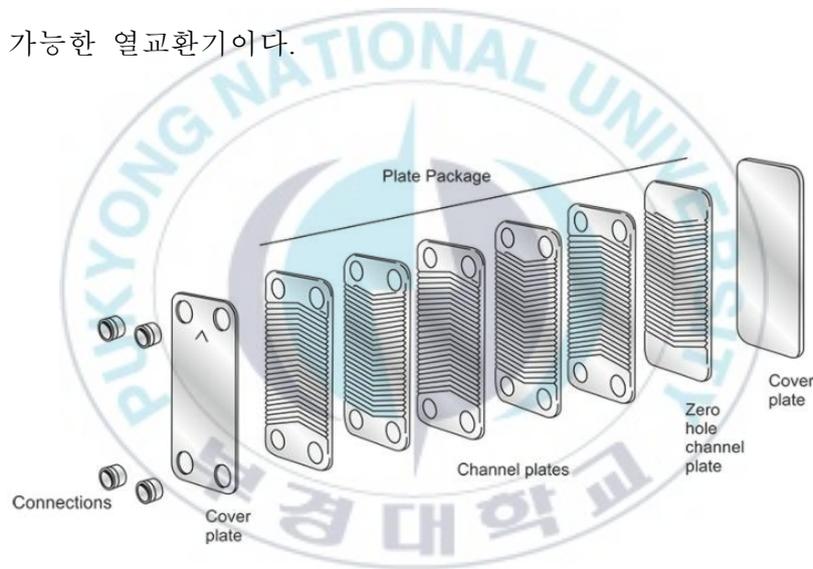


Fig. 2.6 Plate-type heat exchanger assembly diagram of SWEP corp.[54]

2.4 Cold box

Cold box는 Fig. 2.7과 같이 내부에는 reverse Brayton 극저온 냉동기의 주요 구성 기기인 열교환기, 극저온 터보팽창기와 부대 기기인 극저온 흡착제 (Absorber), 극저온 필터, 작동 유체 차단 및 제어를 위한 극저온 밸브, 제어 및 모니터링을 위한 계측 센서 (온도, 압력, 팽창기 회전 속도 등) 등이 설치되는 기기이다. Cold box 내부에 설치되는 구성 기기는 27 °C의 상온에서 -196 °C의 극저온까지 온도 분포를 가지므로 reverse Brayton 극저온 냉동기의 냉각 성능을 확보하기 위해서는 극저온 환경 유지가 반드시 필요하며 이를 위해서는 전도, 대류, 복사 등으로 대기로부터 유입되는 열침입 차단 및 최소화가 가장 중요하다.

외부로부터 대류에 의해 유입되는 열침입을 차단하기 위해서 Cold box 내부를 10^{-5} mbar 이하의 진공상태로 유지하며 이를 위해 Fig. 2.8과 같은 Rotary vane pump와 Turbo molecular pump 혹은 Diffusion pump의 조합으로 한 진공펌프 시스템이 필요하다. 복사에 의한 열침입을 차단하기 위해서 Polymer sheet 위에 열복사율이 낮은 알루미늄 등의 금속을 코팅한 다층 박막 단열재 (MLI)를 사용한다. Cold box 내부는 액화 공정을 위한 주요 기기들이 배관으로 복잡하게 연결되어 있고 운전 및 모니터링을 위해 각종 밸브 및 센서 등이 제한된 공간 안에 촘촘히 배치되어야 하므로 열전도에 의한 열침입을 최소화하고 상온과 극저온간의 온도 차이에 의한 열응력을 견딜 수 있는 정밀한 구조 설계가 필요하다.

Cold box 설계 기술을 보유하고 있는 주요 선진 기업은 APCI(미국), Praxair(미국), Linde (독일), Air Liquide (프랑스) 등이 있으며 국내에서는 초전도 전력기기 및 LNG 플랜트 사업단에서 Cold box를 개발한 경험을 보유하고 있다. 적용되는 reverse Brayton 극저온 냉동기의 공정과 설계에 따

라 Cold box 내부 구조 및 형상이 제조사마다 다르며 핵심 기술 유출 등을 피하기 위해 내부 형상은 대부분 공개되지 않고 있는 실정이다.

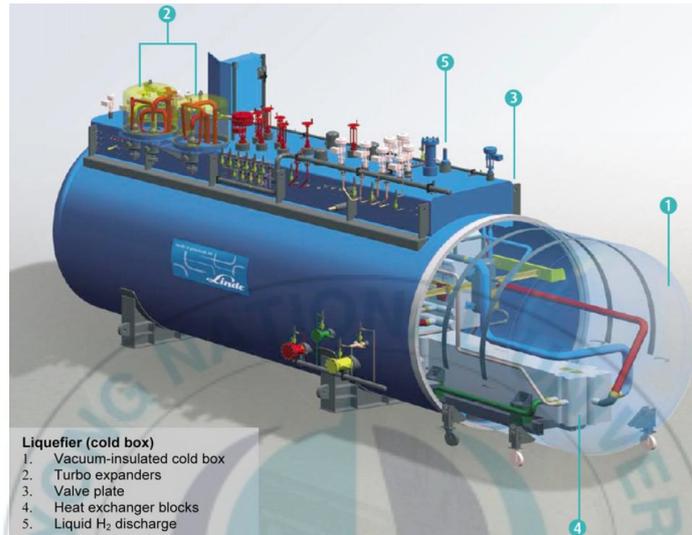


Fig. 2.7 Cold box of Linde corp.[55]



Fig. 2.8 Vacuum pumping system

2.5 극저온 단열 기술

극저온 관련 시스템 설계 및 제작에서는 극저온 상태를 지속적으로 유지하는 것이 가장 중요하며 이를 위해 높은 단열 설계 기술이 필요하다. 단열 성능이 낮으면 외부 대기로부터의 열침입이 많아지게 되어 초기 예냉에 많은 시간이 소요될 뿐 만 아니라 운전 시 내부 온도가 상승하게 되어 냉각 성능이 낮아지게 된다. 이러한 상황을 대응하기 위해 보다 높은 용량의 극저온 냉동기를 설치하게 되며 그로 인해 많은 비용이 발생하게 되기 때문에 효율적인 개발을 위해서는 높은 단열 설계가 매우 중요하다.

극저온 시스템에서 고온부 (상온)에서 극저온부로의 열전달은 복사 열전달, 대류 열전달, 비등 열전달, 응축 열전달, 기체 분자 열전도에 의한 열전달 등이 있으며 이 중에서 주요한 열전달은 다음과 같이 3가지로 구분할 수 있다.

- (1) 고온부와 극저온부 사이에 존재하는 기체 분자의 열전도에 의한 대류 열전달
- (2) 고온부와 극저온부의 복사에 의한 열전달
- (3) 고온부와 극저온부와 접촉하는 고체에 의한 전도 열전달

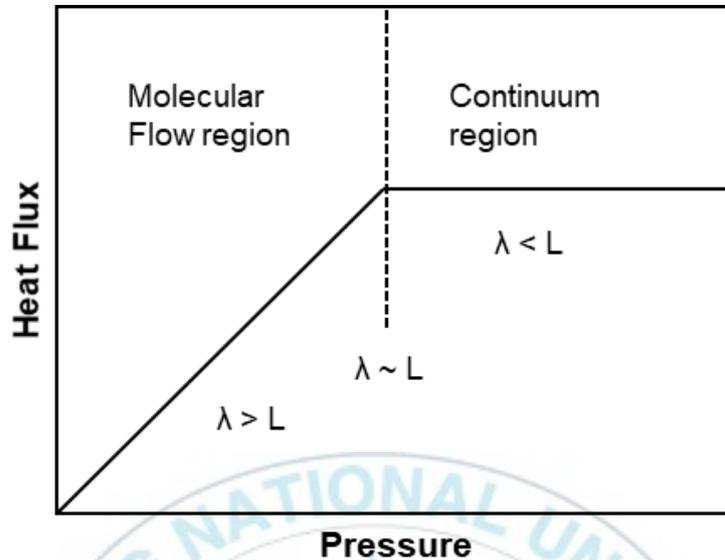


Fig. 2.9 Heat transfer vs. pressure for vacuum insulation[56]

고온부와 극저온부 표면 사이에 존재하는 기체에 의한 열전달은 2개의 표면의 위치와 온도 차이로 결정된다. Fig. 2.9와 같이 2개의 표면의 거리 (L)가 기체 분자의 평균자유행로(λ)보다 충분히 클 경우 열유속은 기체의 열전도율과 두 표면의 온도 차이의 곱에 비례하므로 온도 차이가 일정할 경우 열전도율은 압력과 무관하게 일정한 값을 나타내기 때문에 열 유속은 일정한 값을 가진다. 기체의 압력이 내려가서 L 이 λ 보다 같거나 보다 작아지면 분자류 영역으로 바뀌어 압력에 비례하여 압력이 감소하면 열전달 양도 감소하게 된다. 10^{-3} Torr 이하 압력에서는 대류에 의한 열전달은 거의 무시할 수 있으며 높은 단열을 위해서는 복사 열전달을 줄이기 위한 노력이 필요하다.

복사에 의한 복사 열전달량은 다음과 같은 식 (2.9)으로 나타난다.

$$Q_{rad} = \sigma \times (T_1^4 - T_2^4) \times A_1 \times \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{A_1}{A_2} \times (\frac{1}{\epsilon_2} - 1)} \quad (2.9)$$

고온부 온도 T_h , 저온부 온도 T_l , 면적 A의 평형평판 사이의 복사열전달은 식 (2.10)으로 정리된다.

$$Q_{rad} = \sigma \times (T_h^4 - T_l^4) \times A \times \frac{1}{\frac{1}{\epsilon_h} + \frac{1}{\epsilon_l} - 1} \quad (2.10)$$

고온부와 극저온부 사이에 같은 방사율(ϵ)을 가진 복사 차폐막을 고온부에서부터 1, 2, 3, ..., i, i+1, ..., N매 삽입하면 i번째와 i+1번째 차폐막에 대한 복사 열전달율은 식 (2.11)과 같이 정리할 수 있다.

$$Q_i = \sigma \times (T_i^4 - T_{i+1}^4) \times A \times \frac{1}{2 - \epsilon} \quad (2.11)$$

여기서 $T_0 = T_h$, $T_{N+1} = T_l$ 로 하면 각 차폐막 사이의 복사 열전달은 유사하기 때문에 식 (2.12)와 같이 표현된다.

$$Q_0 = Q_1 = \dots = Q_i = Q_{i+1} = \dots = Q_N = Q'_{rad} \quad (2.12)$$

$\epsilon_h = \epsilon_l = \epsilon$ 라고 하면 식 (2.13)와 같이 정리 할 수 있다.

$$Q'_{rad} = \frac{1}{N+1} \times Q_{rad} \quad (2.13)$$

결론적으로 2개의 평행 평판 사이에 N매의 복사 차폐막을 넣으면 복사 열전달을 $1/(N+1)$ 로 저감할 수 있다. 이러한 원리를 이용하여 MLI 방법으로 복사 열전달량을 보다 많이 줄일 수 있다. 그러나 많은 차폐막을 삽입하는 경우 MLI 간 접촉이 발생하게 되고 그로 인하여 열전도가 발생하여 단열 성능을 줄일 수 있기 때문에 적당한 차폐막을 삽입하는 것이 필요하다.

극저온 냉동기의 극저온 구성 기기는 Cold box 진공조 내부에 설치되며 자중에 의한 하중을 고려한 지지대, 극저온 유체 공급 및 회수를 위한 배관과 계측 장치를 위한 feed-through 등이 설치되고 이러한 부품으로 인하여 고온부와 극저온부간 열전도가 발생한다. 이러한 열전도량은 식 (2.14)과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_{cond} = \frac{A}{L} \times \int_{T_l}^{T_h} k \times (T) dT \quad (2.14)$$

열전도량을 저감하기 위해서는 열전도계수가 낮은 재료를 사용하고 길이가 길며 단면적이 작고 온도차이가 작아야 한다. Fig. 2.10 극저온에서 주로 사용되는 재료에 대한 열전도계수를 나타내었다[57].

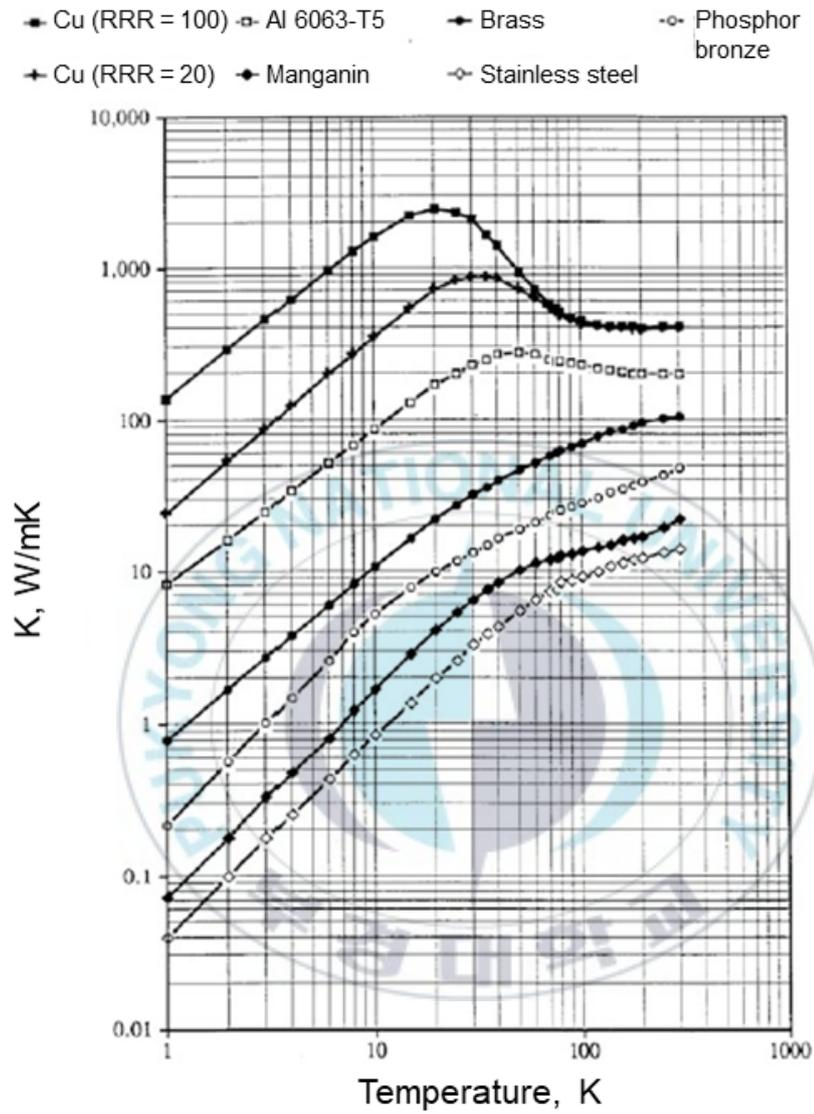


Fig. 2.10 Thermal conductivity as a function of temperature for a variety engineering materials[58]

제 3 장 사이클 엑서지 해석

3.1 열역학 모델식

Reverse Brayton 사이클의 올바른 공정 시뮬레이션을 위해 다음과 같은 열역학 모델식을 살펴보았다. 가장 단순한 형태의 상태 방정식은 이상기체 상태 방정식으로 식 (3.1)과 같이 표현된다.

$$PV = RT \quad (3.1)$$

이상기체는 압력이 무한대이거나 온도가 절대 영도일 경우 부피가 0이 되지만 실제기체는 절대 영도에 도달하기 전에 액화하기 때문에 일정한 부피를 갖는다. 따라서 이상기체 상태 방정식에서 분자의 크기와 상호간의 인력을 고려한 Van der Waals equation of state (1873)가 만들어졌다[59].

실제기체는 이상기체의 부피에 대해 액화한 후의 몰 당 부피에 해당하는 값인 b 를 더해서 식 (3.2)와 같이 가정하였다.

$$V^{Real} = V = V^{Ideal} + b \quad (3.2)$$

위의 식을 압력에 대한 양함수의 형태로 표현하면 식 (3.3)과 같다.

$$P = \frac{RT}{V-b} \quad (3.3)$$

위 식은 크기만 갖는 실제 기체에 대한 상태 방정식이다. 그러나 실제 기체는 상호간의 압력이 존재하므로 위의 식으로 나타난 압력보다 작은 값 일 것이다. 그러므로 최종적인 Van der Waals 상태 방정식은 식 (3.4)와 같다.

$$P = \frac{RT}{V-b} - \frac{a}{V^2} \quad (3.4)$$

이때, 위의 식은 임계 온도에서 변곡점을 갖는다. 변곡점에서 압력을 부피로 미분할 때 1계 도함수와 2계 도함수가 0이 되므로, 다음의 식 (3.5) 및 식 (3.6)과 같이 성립한다.

$$\left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_{T_c} = 0 \quad (3.5)$$

$$\left(\frac{\partial^2 P}{\partial v^2}\right)_{T_c} = 0 (T_c : \text{임계온도}) \quad (3.6)$$

위의 두 미분 조건식을 식 (3.4)에 적용하면 다음과 같은 식 (3.7)과 식 (3.8)을 얻을 수 있다.

$$\left(\frac{\partial P}{\partial v}\right)_{T_c} = \frac{-RT_c}{(v_c-b)^2} + \frac{2a}{v_c^3} = 0 \quad (3.7)$$

$$\left(\frac{\partial^2 P}{\partial v^2}\right)_{T_c} = \frac{2RT_c}{(v_c-b)^3} - \frac{6a}{v_c^4} = 0 \quad (3.8)$$

위의 식을 정리하면 식 (3.9)와 식 (3.10)과 같다.

$$b = \frac{v_c}{3} = \frac{1}{3} \left(\frac{3RT_c}{8P_c} \right) = \frac{RT_c}{8P_c} \quad (3.9)$$

$$a = \frac{9}{8} RT_c v_c = \frac{9RT_c}{8} \times \frac{3RT_c}{8P_c} = \frac{27R^2 T_c^2}{64P_c} \quad (3.10)$$

Van der Waals 상태 방정식에서는 상호 인력을 나타내는 변수 a 가 온도에 반비례하는 함수임에도 불구하고 상수로 표현되었다. 따라서 Redlich-Kwong 상태 방정식에서는 식 (3.11)과 같이 상호 인력 항을 온도의 루트에 반비례하는 함수로 표현하였다[60].

$$P = \frac{RT}{V-b} - \frac{a/\sqrt{T}}{V(V+b)} \quad (3.11)$$

위의 Redlich-Kwong 상태 방정식은 Van der Waals 상태 방정식에 비해서 액체의 밀도계산이나 순수 성분의 증기압 계산에서 실험값에 조금 더 근사한 결과를 보여 주나, 실제와는 많은 차이가 있기 때문에 1955년 Pitzer가 다음과 같은 편심인자(Acentric Factor)에 관한 식 (3.12)를 제안하였다[61].

$$\omega = -1.0 - \log(P_r^{sat})_{T_r=0.7} \quad (3.12)$$

위의 편심인자를 이용해서 Soave는 다음과 같은 1972년 Soave Modified Redlich Kwong 상태 방정식인 식 (3.13)을 제안하였다[62].

$$P = \frac{RT}{V-b} - \frac{a\alpha}{V(V+b)} \quad (3.13)$$

여기에서 a, b, α 는 식 (3.14), 식 (3.15), 식 (3.16)과 같다.

$$a = 0.42747 \frac{R^2 T_c^2}{P_c} \quad (3.14)$$

$$b = 0.08664 \frac{RT_c}{P_c} \quad (3.15)$$

$$\alpha = [1 + (0.37464 + 1.55171\omega - 0.15613\omega^2)(1 - T_r^{0.5})]^2 \quad (3.16)$$

Soave가 수정한 상태 방정식은 편심 인자를 도입함으로써 Van der Waals 식과 Redlich-Kwong 상태 방정식보다 액체의 증기압 추산을 조금 더 개선시켰다. 또한 1976년에 Peng-Robinson에 의해 식 (3.17)과 같은 상태 방정식이 제안되었다[63].

$$P = \frac{RT}{V-b} - \frac{a\alpha}{V(V+b) + b(V-b)} \quad (3.17)$$

여기에서 a, b α 는 식 (3.18), 식 (3.19), 식 (3.20)과 같다.

$$a = 0.45724 \frac{R^2 T_c^2}{P_c} \quad (3.18)$$

$$b = 0.07780 \frac{RT_c}{P_c} \quad (3.19)$$

$$\alpha = [1 + (0.37464 + 1.54226\omega - 0.26992\omega^2)(1 - T_r^{0.5})]^2 \quad (3.20)$$

Peng-Robinson 상태 방정식은 많은 기체, 특히 비극성 기체에서 액체 밀도를 잘 예측하는 것으로 알려져 있다. 상태 방정식을 이용해서 기-액 상 평형을 조금 더 정확하게 추산하기 위해서는 혼합 규칙을 사용해야 한다. 혼합 규칙이란 상태 방정식을 이용해서 혼합물 a 와 b 값을 나타내기 위한 것이며, Van der Waals의 One fluid 혼합 규칙은 식 (3.21) 및 식 (3.22)와 같다.

$$a = \sum_i \sum_j x_i x_j \sqrt{a_i a_j} (1 - k_{ij}) \quad (3.21)$$

$$b = \sum_i x_i b_i \quad (3.22)$$

여기에서 k_{ij} 란 이원 상호 작용 매개 변수로써 회귀 분석을 통하여 실험 상 평형 데이터와의 편차를 최소화 시키는 값으로 정의한다. Z 를 압축 인자라 하며, 이상 기체의 부피에 대해 주어진 온도 및 압력에서 실제 유체의 부피로 표현하며 식 (3.23)과 같다.

$$Z = \frac{V^{ideal}(T,P)}{V^{real}(T,P)} = \frac{PV^{real}}{RT} = \frac{PV}{RT} \quad (3.23)$$

위 식은 식 (3.24)와 같이 나타낼 수 있다.

$$Z^3 - (1-B)Z^2 + (A-2B-3B^2)Z - (AB-B^2-B^3) = 0 \quad (3.24)$$

$$\left(\text{이 때, } A = \frac{aP}{(RT)^2}, B = \frac{bP}{RT} \right)$$

상태 방정식에서 얻을 수 있는 압력-체적-온도 관계와 이상 기체의 비열 데이터를 이용하여 엔탈피와 엔트로피 등의 열역학적 상태량을 구할 수 있는데, Peng-Robinson의 상태 방정식을 이용하여 계산하면 식 (3.25)와 식 (3.26)으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \Delta H &= Z - 1 - T \int_v^\infty \left(\frac{\partial Z}{\partial T} \right)_v \frac{1}{v} dv \\ &= \frac{v}{v-b} - \frac{\alpha v}{RT(v^2 + 2bv - b^2)} + \left(\frac{\alpha' T - \alpha}{T} \right) \frac{1}{2bR\sqrt{2}} \ln \left(\frac{v+b+\sqrt{2}b}{v+b-\sqrt{2}b} \right) \end{aligned} \quad (3.25)$$

$$\Delta S = \int_v^\infty \left\{ 1 - \left[\frac{\partial(TZ)}{\partial T} \right]_v \right\} \frac{1}{v} dv = \ln \frac{v-b}{v} - \frac{\alpha'}{2bR\sqrt{2}} \ln \left(\frac{v+b+\sqrt{2}b}{v+b-\sqrt{2}b} \right) \quad (3.26)$$

기체의 엔탈피와 엔트로피 등의 열역학적 상태량을 구하기 위한 Lee-Kesler-Plocker 식은 식 (3.27)과 같다[64-65].

$$Z = Z^{(0)} + \frac{w}{w^{(r)}} (Z^{(r)} - Z^{(0)}) \quad (3.27)$$

여기에서, 0과 r은 Simple fluid와 Reference fluid를 상대적으로 나타낸다. 압축인자 Z는 식 (3.23)와 동일하며, 유체의 종류와 상관없이 대체로 0에서 1사이의 값을 가지고, 이 값이 0 근처일 경우 액상의 근에 해당하며, 1 근처일 경우 기상의 근이 된다. 1일 경우는 이상 기체인 경우이며, 천연가스의 경우 상압 조건에서 액화하여 LNG로 만들면 기체일 때 부피의 600분의 1로 줄어드는 데, 이때 Z의 값은 $1.67E^{-3}$ 이 된다[66].

본 연구에서는 네온의 열역학적 물성치와 상태 방정식은 HYSYS에서 제공하는 여러 가지 상태 방정식 중에서 Peng-Robinson 식 (3.17)을 이용하였고 기체의 엔탈피와 엔트로피 등의 열역학적 상태량을 구하기 위한 Lee-Kesler-Plocker 식 (3.27)을 사용하여 계산하였다. 상기 2 개의 식은 공정 분석에 많이 사용되고 있어 다른 연구와 객관적인 비교 분석이 가능하기에 사용하였다.

3.2 해석 조건 및 계산식

네온을 작동 냉매로 사용한 reverse Brayton 극저온 냉동기의 최적화를 위하여 주요 구성 기기 효율과 시스템 저압 및 고압 변화에 따른 reverse Brayton 사이클 엑서지 특성을 분석하였다. 엑서지는 고온 및 저온의 에너지원으로부터 우리가 생활하고 있는 환경까지 실질적으로 얻을 수 있는 최대 유효 에너지이며 전체 에너지에서 유용하게 얻을 수 있는 에너지양, 즉 에너지 질을 판단하는 기준을 의미한다. 엑서지 분석을 통해 열을 제공하는 유체와 열을 제공 받는 유체의 유효 에너지양을 계산하여 에너지 손실을 줄이고 보다 높은 에너지가 전달되도록 설계하고자 엑서지 해석을 수행하였다.[67]. 엑서지 특성을 분석하기 위해 시뮬레이션 프로그램으로 HYSYS를 사용하였고 Fig. 3.1은 HYSYS로 구현한 reverse Brayton 사이클 시뮬레이션 공정도를 나타내었다[68]. 네온의 열역학적 물성치와 상태 방정식은 HYSYS에서 제공하는 Peng-Robinson 식 (3.17)을 이용하였고 각각의 변수에 대한 엑서지 특성을 비교 분석하였다[63].

Table 3.1 및 Table 3.2는 reverse Brayton 사이클의 엑서지 분석에 필요한 식들을 나타내었다. reverse Brayton 사이클의 엑서지 효율 (Exergy efficiency) η_{II} 은 동일한 조건에서 최대 가역 효율 ($\eta_{th,rev}$)에 대한 실제 효율 (η_{real})의 비로써 식 (3.28)과 같이 정의된다.

$$\eta_{II} = \frac{\eta_{real}}{\eta_{th,rev}} = \frac{\eta_{rbrs}}{1 - T_o/T} \quad (3.28)$$

엑서지 효율을 계산하는 식 (3.29)는 엑서지 파괴인자 (EDF , Exergy destruction factor)로부터 구할 수 있다[69].

$$\eta_{II} = \frac{1}{1 + EDF_{total}} \quad (3.29)$$

여기서 EDF_{total} 은 Table 3.1 및 Table 3.2에서 나타낸 것과 같이 reverse Brayton 사이클의 주요 구성 기기에 대한 엑서지 파괴인자 (EDF)를 모두 합한 값이다.

냉각 성능이 2 kW급인 reverse Brayton 사이클 운전 조건 및 성능 분석 범위는 Table 3.3에 나타내었다. Table 3.3의 운전 조건과 분석 범위를 Table 3.1 및 Table 3.2의 식에 적용하였고 계산된 결과 값을 토대로 reverse Brayton 사이클의 엑서지 효율을 살펴보았다.

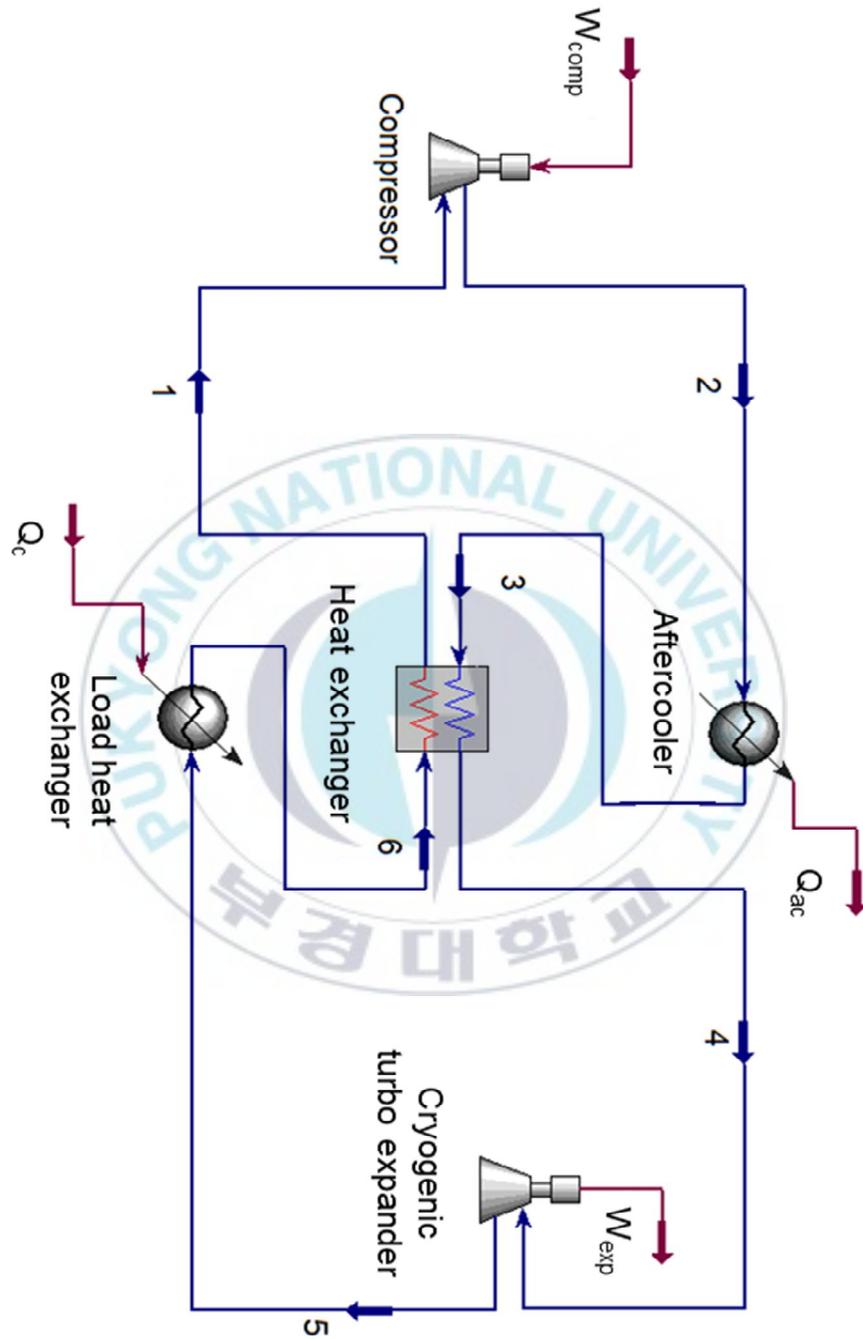


Fig. 3.1 Reverse Brayton cycle implemented by HYSYS program

Table 3.1 Balance equation of exergy loss for each component of reverse Brayton cycle

| Equipment | Exergy loss (Δex_{loss}), kW |
|---|--|
| Load heat exchanger | $\Delta ex_{loss,c} = m \times (ex_{in} - ex_{out}) - Q_c \times \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)$ $Q_c = m \times (h_6 - h_5)$ |
| Aftercooler | $\Delta ex_{loss,ac} = m \times (ex_{in} - ex_{out}) - Q_{ac} \times \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)$ $Q_{ac} = m \times (h_3 - h_2)$ |
| Heat exchanger | $\Delta ex_{loss,HX} = \sum_{i=1}^n m_i \times (ex_{i,in} - ex_{i,out})$ |
| Cryogenic turbo expander | $\Delta ex_{loss,exp} = m \times (ex_{in} - ex_{out}) + W_{exp}$ $W_{exp} = m \times (h_5 - h_4)$ |
| Compressor | $\Delta ex_{loss,comp} = m \times (ex_{in} - ex_{out}) + W_{comp}$ $W_{comp} = m \times (h_2 - h_1)$ |
| Exergy | $ex = (h - h_0) + T_0 \times (s - s_0)$ |
| <p>h_0 : Enthalpy evaluated at ambient temperature, 27 °C</p> <p>T_0 : Temperature evaluated at ambient temperature</p> <p>s_0 : Entropy evaluated at ambient temperature</p> <p>T : Each component outlet temperature</p> | |

Table 3.2 Balance equation of exergy destruction factor for each component of reverse Brayton cycle

| Equipment | Exergy destruction factor (<i>EDF</i>) |
|--|--|
| Load heat exchanger | $EDF_c = \frac{\Delta ex_{loss,c}}{W}$ |
| Aftercooler | $EDF_{ac} = \frac{\Delta ex_{loss,ac}}{W}$ |
| Heat exchanger | $EDF_{HX} = \frac{\Delta ex_{loss,HX}}{W}$ |
| Cryogenic turbo expander | $EDF_{exp} = \frac{\Delta ex_{loss,exp}}{W}$ |
| Compressor | $EDF_{comp} = \frac{\Delta ex_{loss,comp}}{W}$ |
| <i>W</i> : Total cryogenic turbo expander work - Compressor work | |

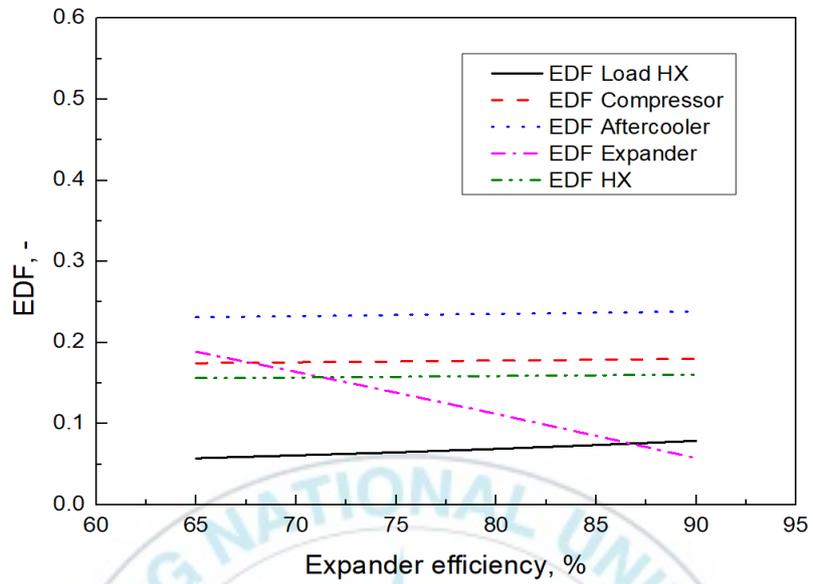
Table 3.3 Exergy analysis range of reverse Brayton cycle

| Design parameter | Values | Step size |
|--|-------------------|-----------|
| Working refrigerant, - | Neon | - |
| Cooling power, kW | 2.1 | - |
| Aftercooler outlet, K | 308 | - |
| Load heat exchanger outlet temperature, K | 77 | - |
| Expansion ratio, - | 2 at steady state | - |
| Compressor efficiency, % | 65 ~ 90 | 5 |
| Expander efficiency, % | 65 ~ 90 | 5 |
| Heat exchanger effectiveness, - | 0.91 ~ 0.99 | 0.01 |
| Aftercooler pressure drop, | 0.03 | - |
| Low side pressure drop of heat exchanger, MPa | 0.03 | - |
| High side pressure drop of heat exchanger, MPa | 0.04 | - |
| Pressure drop of load heat exchanger, MPa | 0.03 | - |
| High pressure, MPa | 0.8 ~ 1.6 | 0.1 |
| Low pressure, MPa | 0.25 ~ 0.65 | 0.1 |

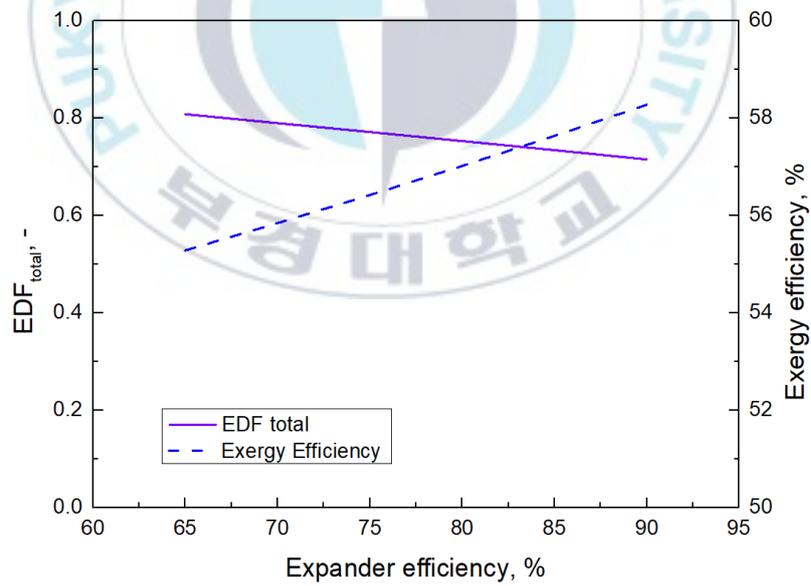
3.3 결과 및 고찰

3.3.1 극저온 터보팽창기 효율의 영향

Fig. 3.2은 극저온 터보팽창기 효율 변화에 따른 reverse Brayton 사이클의 엑서지 효율과 엑서지 파괴인자의 변화를 나타낸 것이다. 극저온 터보팽창기 효율이 65 %에서 90 %까지 증가할수록 엑서지 효율은 55.3 %에서 58.3 %로 약 3 % 정도 증가하였다. 주요 구성 기기의 엑서지 파괴인자의 값을 비교 해 보면 극저온 터보팽창기 엑서지 파괴인자를 제외하고 모든 구성 기기의 엑서지 파괴인자가 소폭 상승하였다. 방열 냉각기의 냉각수와 냉매의 $LMTD$ 가 매우 크기 때문에 방열 냉각기의 EDF 가 0.23 ~ 0.24로 가장 높은 경향을 나타내었다. 극저온 터보팽창기의 효율이 증가함에 따라 극저온 터보팽창기의 EDF 가 0.19에서 0.06으로 크게 감소하였고 그 이유는 극저온 터보팽창기의 효율 증가에 따른 엔트로피 증가폭이 많이 감소하기 때문으로 판단된다. 다른 주요 구성 기기의 EDF 가 소폭 상승하였으나 극저온 터보팽창기의 EDF 가 크게 감소하여 EDF_{total} 는 0.81에서 0.72 로 감소하는 경향을 나타내었다.



(a) Comparison of EDF

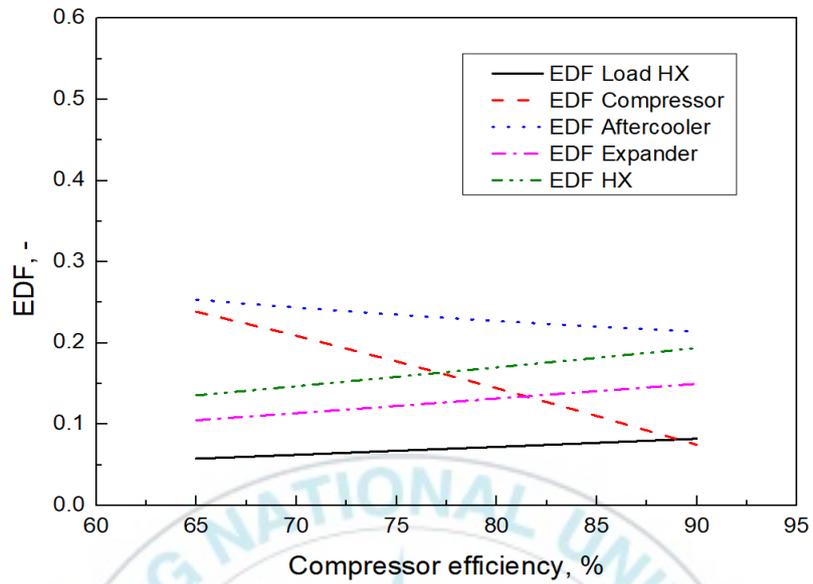


(b) EDF total and exergy efficiency

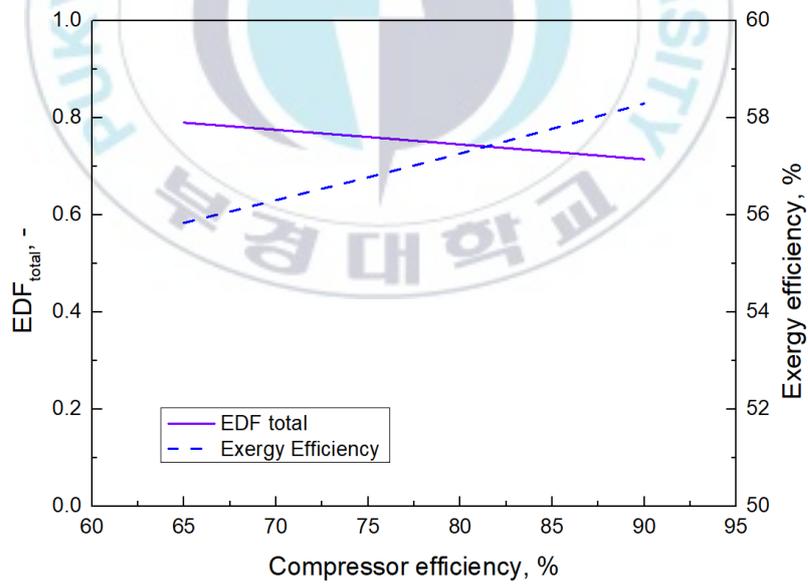
Fig. 3.2 Exergy efficiency and EDF of reverse Brayton cycle according to cryogenic turbo expander efficiency

3.3.2 압축기 효율의 영향

압축기 효율 변화에 따른 reverse Brayton 사이클의 엑서지 효율과 엑서지 파괴인자의 변화를 Fig. 3.3과 같이 나타내었다. 압축기 효율이 65 %에서 90 %까지 증가함에 따라 엑서지 효율은 선형적으로 상승하여 약 2.5 % 정도 증가하였다. 주요 구성 기기의 엑서지 파괴인자를 비교하면 방열 냉각기 EDF 가 0.21 ~ 0.25로 가장 높았고 부하 열교환기 EDF 가 0.06 ~ 0.08로 가장 낮게 도출되었다. 압축기의 효율이 증가할수록 부하 열교환기, 극저온 터보팽창기 및 열교환기의 EDF 는 소폭 증가하였으나 압축기 전·후 단 엔트로피 차이가 크게 감소하게 되어 방열 냉각기와 압축기의 EDF 는 감소하는 경향을 나타내었다. 이러한 결과로 인하여 압축기 EDF 가 0.24에서 0.07로 크게 감소하게 되었고 다른 주요 구성 기기의 EDF 가 상승하였지만 전체적인 EDF_{total} 은 0.79에서 0.72로 감소하였고 이로 인하여 엑서지 효율은 증가하였다.



(a) Comparison of EDF

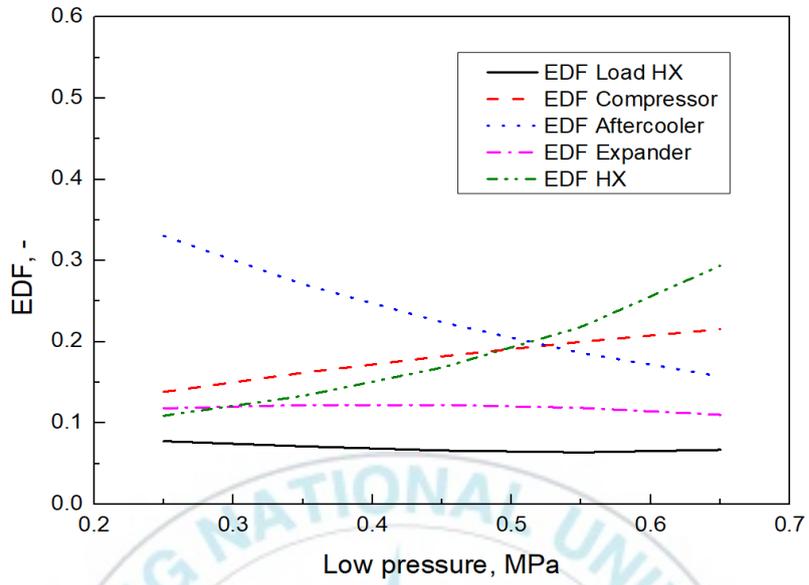


(b) EDF total and exergy efficiency

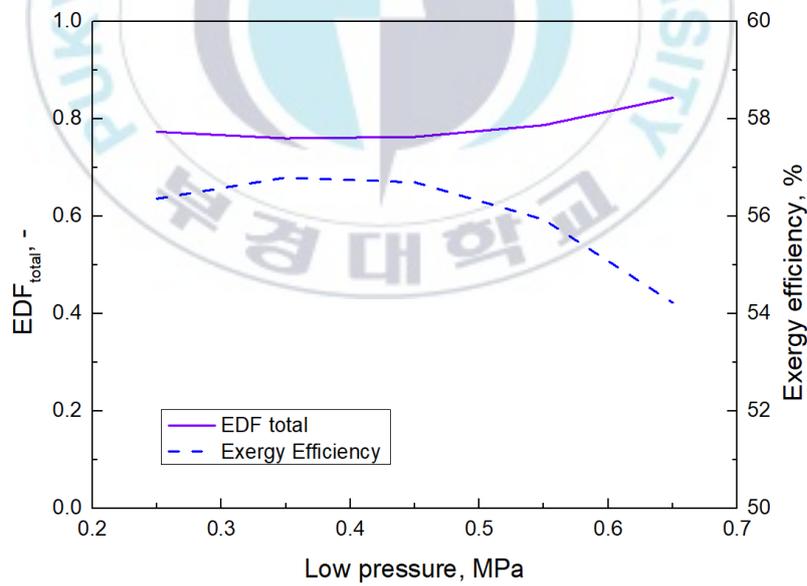
Fig. 3.3 Exergy efficiency and EDF of reverse Brayton cycle according to compressor efficiency

3.3.3 저압부 압력의 영향

저압부 압력 변화에 따른 reverse Brayton 극저온 사이클의 엑서지 효율과 엑서지 파괴인자 변화를 Fig. 3.4와 같이 나타내었다. 저압부 압력이 0.25 MPa에서 0.65 MPa로 증가함에 따라 엑서지 효율이 56.7 %에서 56.8 %까지 미세하게 증가하다가 54.2 %까지 크게 감소하는 변곡 현상을 확인할 수 있었고 0.35 ~ 0.4 MPa 사이에서 최대 엑서지 효율이 도출되었다. 주요 구성 기기의 엑서지 파괴인자를 비교해 보면 저압부 압력이 증가함에 따라 압축기의 입·출구 압력 차이가 감소하게 되어 압축일이 감소하고 그로 인해 방열 냉각기의 EDF 가 크게 감소하였다. 전체 일(W)은 68.72 kW에서 25.21 kW로 약 36 % 정도로 감소하고 냉매 유량은 0.105 kg/s에서 0.613 kg/s로 5.8배 증가하게 되어 압축기 입·출구 엑서지가 8.43 kJ/kg에서 4.80 kJ/kg로 약 57 % 정도 감소하였지만 압축기 EDF 는 일정하게 증가하였다. 또한 극저온 터보팽창기의 경우는 극저온 터보팽창기 입·출구 엑서지가 8.26 kJ/kg에서 3.32 kJ/kg으로 약 40% 정도 감소하는 경향을 나타내었다. 또한 압축기 토출 온도가 감소하고 팽창기 출구 온도가 상승함에 따라 열교환기 입·출구 온도 차이가 감소하여 열교환기 EDF 는 크게 증가하였다. 이러한 결과로 인하여 전체 EDF_{total} 은 0.77에서 0.76까지 감소하다 저압이 0.45 MPa 이후 증가하여 0.65 MPa 일때 0.84까지 증가하는 변곡 현상을 나타내었다.



(a) Comparison of EDF

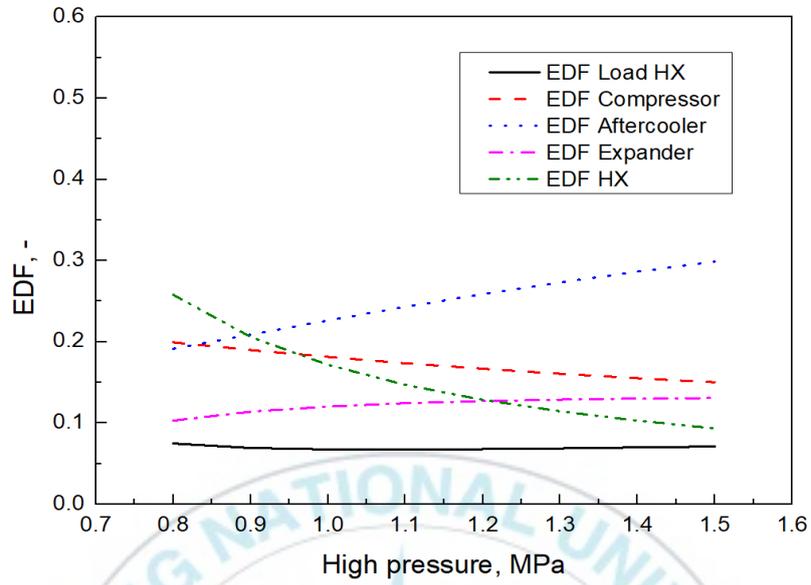


(b) EDF total and exergy efficiency

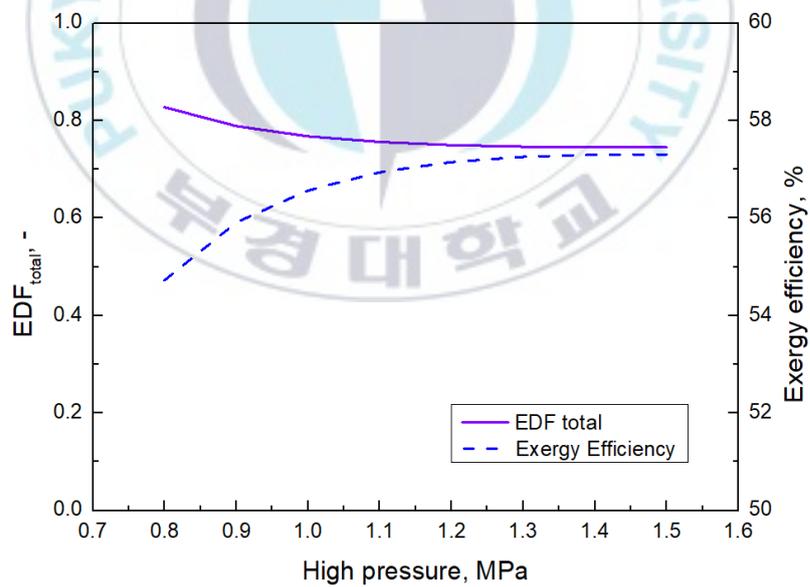
Fig. 3.4 Exergy efficiency and EDF of reverse Brayton cycle according to low pressure

3.3.4 고압부 압력의 영향

Fig. 3.5는 고압부 압력 변화에 따른 reverse Brayton 사이클의 엑서지 효율과 엑서지 파괴인자의 변화를 나타낸 것이다. 고압부 압력이 0.8 MPa에서 1.5 MPa로 증가할수록 엑서지 효율은 54.7 ~ 57.3 %로 약 2.6 % 정도 증가하였으나 엑서지 효율 증가폭이 점점 감소하여 1.4 MPa에서 57.3 %로 수렴하는 경향을 확인할 수 있었다. 주요 구성 기기의 엑서지 파괴인자를 비교해보면 방열 냉각기의 EDF 가 가장 높으며 부하 열교환기의 EDF 가 가장 낮게 나타났다. 고압부 압력이 증가함에 따라 압축기의 입·출구 압력 차이가 증가하게 되고 그로 인하여 압축일이 13.57 kW에서 35.90 kW로 약 265 % 정도 상승하며 방열 냉각기의 EDF 가 0.19에서 0.30로 가장 많이 증가하였다. 전체 일(W)의 경우 13.57 kW에서 35.90 kW로 265% 상승하고 냉매 유량은 0.394 kg/s에서 0.108 kg/s로 감소하게 되어 압축기 입·출구 엑서지가 3.03 kJ/kg에서 6.04 kJ/kg로 약 199 % 상승하였지만 압축기의 EDF 를 약 0.05 감소하였다. 극저온 터보팽창기의 EDF 는 극저온 팽창기 입·출구 엑서지가 1.65 kJ/kg에서 5.34 kJ/kg로 324 % 상승하여 약 0.03 정도 증가하였다. 또한 압축기 토출 온도가 증가하고 극저온 터보팽창기 입·출구 압력 차이가 증가하여 출구 온도가 감소하게 되어 열교환기 입·출구 온도 차이가 증가하였기 때문에 열교환기 EDF 가 크게 감소하였다. 이러한 결과로 인하여 전체 EDF_{total} 은 0.83에서 0.75까지 감소하다 고압이 1.4 MPa 이후 일정하게 유지하는 것을 확인할 수 있었다.



(a) Comparison of EDF

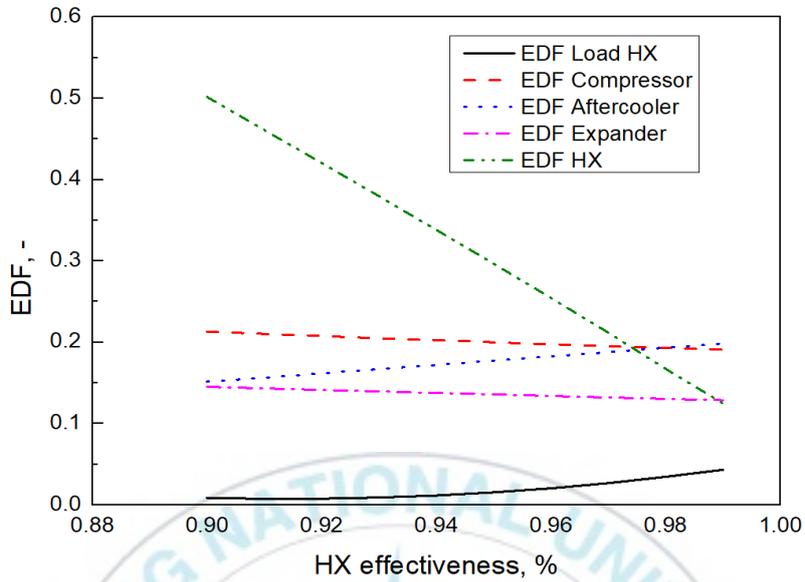


(b) EDF total and exergy efficiency

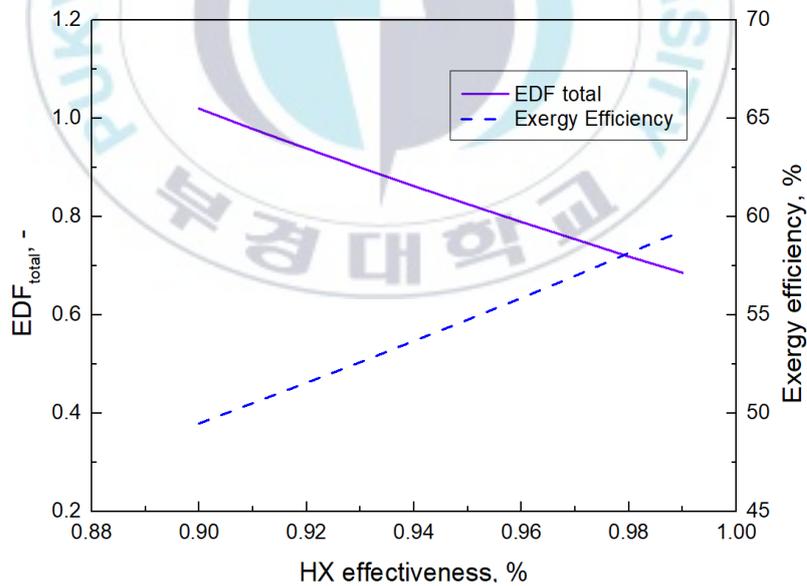
Fig. 3.5 Exergy efficiency and EDF of reverse Brayton cycle according to high pressure

3.3.5 열교환기 유용도의 영향

Fig. 3.6은 열교환기 유용도 변화에 따른 reverse Brayton 사이클의 엑서지 효율과 엑서지 파괴인자 변화를 나타낸 것이다. 열교환기 효율을 0.9에서 0.99로 증가할수록 열교환기의 EDF 가 0.5에서 0.12로 급격하게 감소하였고 이러한 영향으로 엑서지 효율은 49.5 %에서 59.3 %로 약 19.8 % 정도 크게 증가하였다. 열교환기 유용도가 0.96인 경우 극저온 터보팽창기 입·출구 온도는 각각 86.94 K, 68.92 K이고 0.99인 경우는 80.53 K, 63.8 K으로 나타났다. 열교환기 유용도가 증가함에 따라 열전달량 증가로 극저온 터보팽창기 입·출구의 온도가 낮아졌고 극저온 터보팽창기 입·출구의 엔탈피 차로 인하여 압축기와 극저온 터보팽창기의 EDF 는 소폭 감소하였다. 다른 구성 기기 경우의 EDF 가 소폭 증가하였으나 열교환기 유용도가 증가함에 따라 열교환기 내 엔트로피 변화가 많이 감소하여 전체 EDF_{total} 는 1.0에서 0.7로 크게 감소하였고 이로 인해 엑서지 효율은 크게 상승하는 경향을 나타냈다. 이러한 결과로 보았을 때 열교환기 유용도가 reverse Brayton 극저온 냉동기에 큰 영향을 미치는 것을 알 수 있다.



(a) Comparison of EDF



(b) EDF total and exergy efficiency

Fig. 3.6 Exergy efficiency and EDF of reverse Brayton cycle according to heat exchanger effectiveness

3.4 요약

Reverse Brayton 극저온 냉동기의 고압과 저압 변화, 압축기와 극저온 터보팽창기의 효율 및 열교환기 유용도 변화에 따른 reverse Brayton 사이클의 엑서지 파괴인자와 엑서지 효율을 살펴보고 그 결과를 요약하면 아래와 같다.

(1) 압축기와 극저온 터보팽창기의 효율 증가는 전·후단의 엔트로피 차이를 감소시켰고 이러한 비가역의 감소는 엑서지 효율 증가에 큰 영향을 주는 것으로 확인할 수 있었다.

(2) Reverse Brayton 사이클의 저압부 압력이 상승하면 엑서지 효율이 소폭 증가하다 크게 감소하였고 고압부 압력이 상승할수록 엑서지 효율이 증가하다 수렴하는 변곡 현상을 알 수 있었다. 이는 향후 reverse Brayton 극저온 냉동기 압력 설계 시 검토 요인이라 판단된다.

(3) 열교환기 유용도는 압축기 및 극저온 터보팽창기 일량을 감소시킴으로 매우 큰 엑서지 효율 증가 경향을 나타냈고 reverse Brayton 극저온 냉동기 성능에 열교환기 유용도의 중요도가 가장 높다는 것을 알 수 있었다.

(4) Reverse Brayton 극저온 냉동기는 극저온 영역에서 사용되므로 일반 냉각시스템과 다르게 효율이 매우 낮으므로 엑서지 분석을 통한 최적화가 필요하며 주요 구성 기기의 엑서지 분석은 reverse Brayton 극저온 냉동기의 엑서지 효율 향상에 중요한 설계 자료가 될 것이라 판단된다.

제 4 장 사이클 성능 해석

4.1 해석 조건 및 계산식

Reverse Brayton 극저온 냉동기에 사용되는 주요 구성 기기 효율과 시스템 저압 및 고압 변화가 reverse Brayton 사이클에 미치는 영향을 분석하였다. Reverse Brayton 극저온 냉동기의 최적 설계 인자를 도출하기 위해 가해진 입력 에너지 (압축일)와 유효하게 사용된 출력에너지 (냉각 성능)에 대한 해석을 수행하였고 에너지 효율을 나타내는 성능계수를 도출하여 검토하였다. 성능 해석은 Aspen Tech 사의 공정해석 프로그램인 HYSYS를 이용하여 수행하였다[68]. Fig. 3.1와 같이 구현된 기본적인 reverse Brayton 사이클은 작동 냉매를 고압으로 압축하는 압축기, 압축열을 방출하는 방열 냉각기, 상온 고압의 냉매와 저온 저압 냉매가 서로 열교환하는 열교환기, 냉매를 팽창시켜 냉매의 온도를 낮추는 팽창기, 열부하를 제공하는 부하 열교환기로 구성하였다.

Reverse Brayton 사이클에 사용되는 네온의 열역학적 물성치와 상태 방정식은 HYSYS에서 제공하는 Peng-Robinson 식 (3.17)을 이용하여 계산하였다 [63]. 방열 냉각기의 토출 온도를 308 K, 목표온도를 77 K으로 설정하였고 약 2 kW급 냉각 성능을 확보하기 위해 극저온 터보 팽창기의 팽창비를 2로 적용하였다. Reverse Brayton 사이클의 구성 기기 사양과 분석 조건을 Table 4.1와 같이 나타내었다. 압축일 (W_{comp})과 냉각 성능 (Q_c)을 식 (2.1)과 식 (2.2)을 이용하여 계산하고 이를 바탕으로 이론적인 COP_{theo} 및 이상적인 COP_{carnot} 를 식 (2.5)와 식 (2.6)를 사용하여 도출하였다.

Table 4.1 Performance analysis range of reverse Brayton cycle

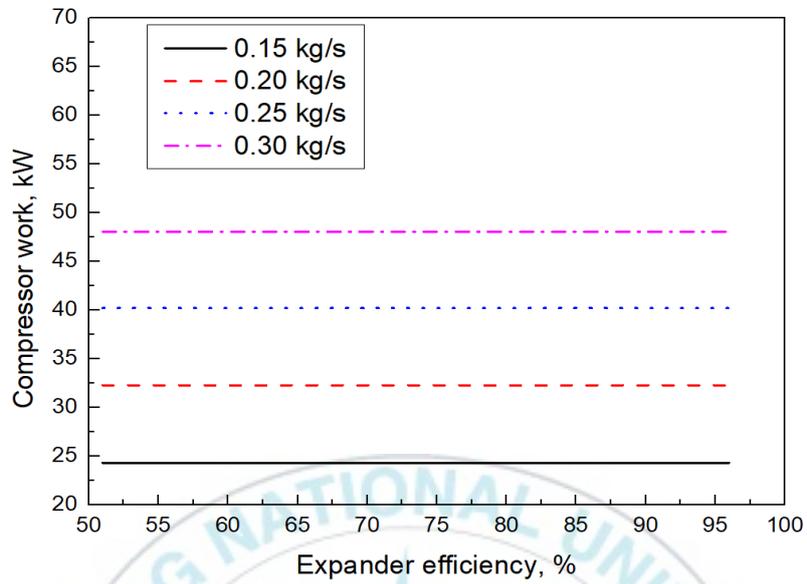
| Design parameter | Values | Step size |
|--|-------------|-----------|
| Working refrigerant, - | Neon | - |
| Mass flow rate, kg/s | 0.15 ~ 0.30 | 0.05 |
| Aftercooler outlet, K | 308 | - |
| Load heat exchanger outlet temperature, K | 77 | - |
| Expansion ratio, - | 2 | - |
| Aftercooler pressure drop, kPa | 30 | |
| Pressure drop of load heat exchanger, kPa | 30 | |
| Compressor efficiency, % | 50 ~ 100 | 5 |
| Expander efficiency, % | 51 ~ 96 | 5 |
| Heat exchanger effectiveness, - | 0.90 ~ 0.99 | 0.01 |
| Low side pressure drop of heat exchanger, kPa | 30 | - |
| High side pressure drop of heat exchanger, kPa | 40 | - |
| High pressure, MPa | 0.8 ~ 1.5 | 0.1 |
| Low pressure, MPa | 0.25 ~ 0.65 | 0.05 |

4.2 결과 및 고찰

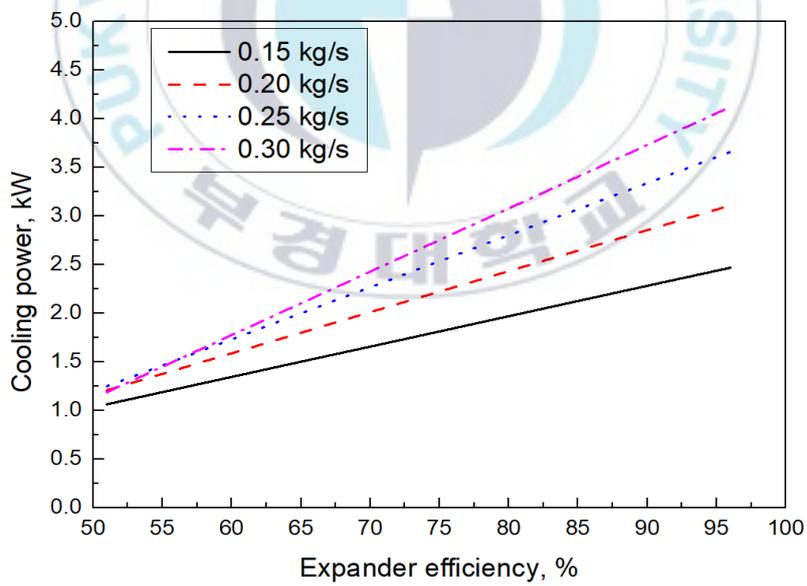
4.2.1 극저온 터보팽창기 효율의 영향

극저온 터보팽창기의 효율에 따른 reverse Brayton 사이클의 압축일과 냉각 성능 및 COP_{carnot} 에 대하여 Fig. 4.1과 같이 분석하였다. 냉매 유량이 0.2 kg/s 일 때 극저온 터보팽창기 효율을 51 ~ 96 % 까지 증가시키면 압축일은 일정하고 냉각 성능은 1.21 kW에서 3.11 kW로 증가하며 이로 인하여 COP_{carnot} 는 0.11에서 0.29까지 증가하였다. 이는 팽창효율이 증가함에 따라 극저온 터보팽창기 출구 온도가 71.3 K에서 62.5 K까지 낮아졌기 때문이며 이러한 결과로 냉각 성능과 COP_{carnot} 가 증가하였다. 극저온 터보팽창기 효율이 reverse Brayton 극저온 냉동기에 성능에 많은 영향을 미치는 것을 확인할 수 있었다.

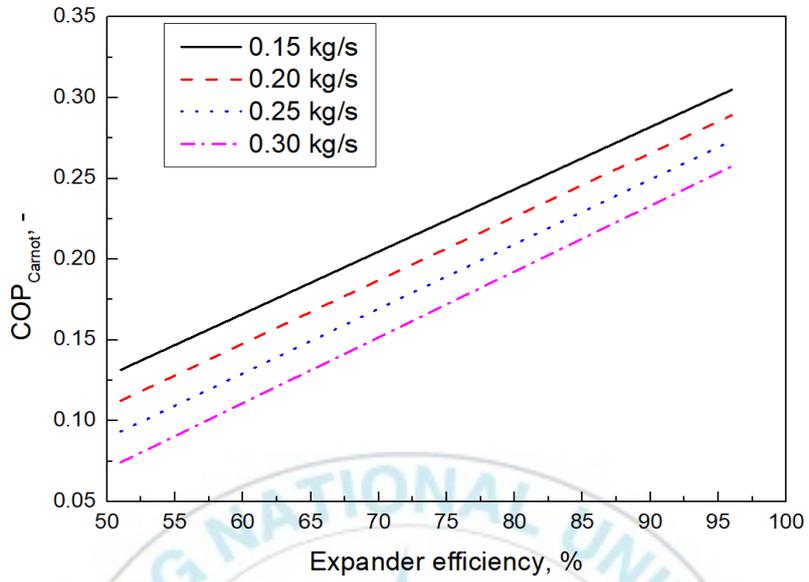
팽창 효율이 76%일 때 냉매 유량을 0.15 kg/s에서 0.35 kg/s로 증가시키면 압축일은 24.3 kW에서 55.9 kW까지 거의 일정하게 증가하고 냉각 성능은 1.85 kW에서 2.96 kW까지 상승하며 COP_{carnot} 는 0.23에서 0.16으로 감소하였다. 냉매 유량이 증가함에 따라 압축일이 일정하게 증가하나 극저온 터보팽창기 출구 온도가 65.5 K에서 69.1 K까지 상승하는 등의 이유로 냉각 성능의 증가폭이 감소하였기 때문에 COP_{carnot} 가 감소하는 경향을 나타내었다.



(a) Comparison of compressor work by flow rate



(b) Comparison of cooling power by flow rate



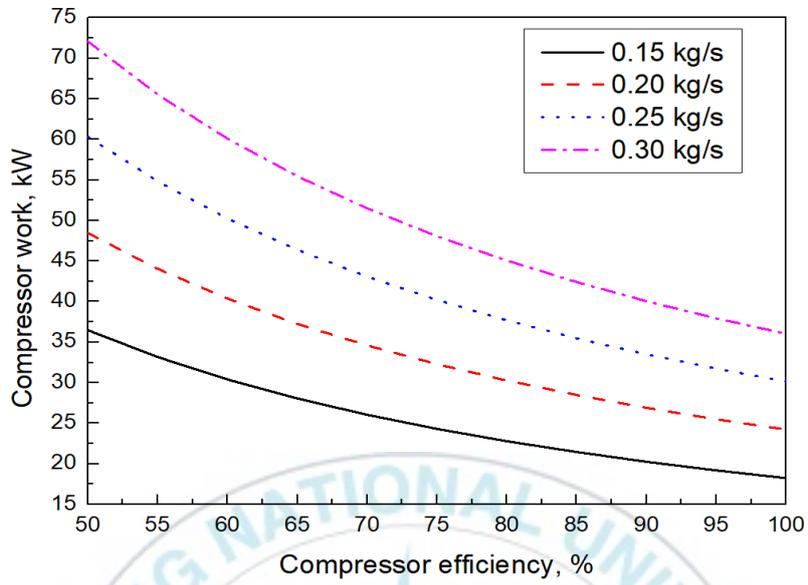
(c) Comparison of COP_{carnot} by flow rate

Fig. 4.1 Performance of reverse Brayton cycle according to cryogenic turbo expander efficiency

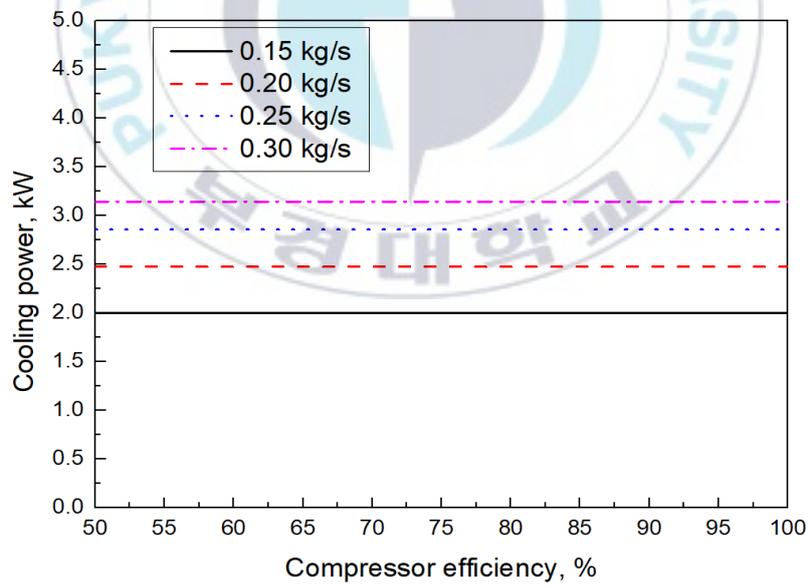
4.2.2 압축기 효율의 영향

Fig. 4.2은 압축기 효율에 의한 reverse Brayton 사이클의 압축일과 냉각 성능 및 COP_{carnot} 를 나타내었다. 냉매 유량이 0.2 kg/s 일 때 압축기 효율을 50 ~ 100 % 까지 상승시키면 압축기 토출 온도가 감소하고 압축일이 48.4 kW에서 24.2 kW까지 선형적으로 약 2배 정도 감소하기 때문에 동일한 냉각 성능을 나타내었지만 COP_{carnot} 는 0.15에서 0.31까지 증가하는 경향을 나타내었다. Reverse Brayton 극저온 냉동기의 COP_{carnot} 를 향상시키기 위해서 높은 압축기 효율이 필요하다는 것을 알 수 있었다.

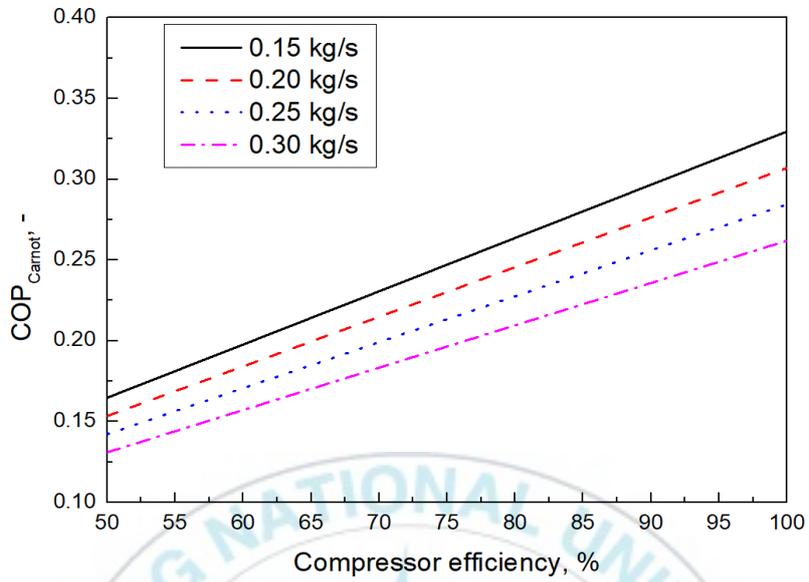
극저온 터보팽창기와 유사하게 압축기 효율이 75% 일 때 냉매 유량을 0.15 kg/s에서 0.35 kg/s까지 상승시키면 압축일은 8.0 ~ 7.8 kW 정도로 거의 일정하게 증가하고 극저온 터보팽창기 토출 온도가 64.5 K에서 68.0 K로 상승함에 따라 냉각 성능은 증가하였으나 증가폭을 점점 감소하였으며 이러한 이유로 냉매 유량이 0.05 kg/s 증가할 때 COP_{carnot} 는 약 0.017 정도 일정하게 감소하였다. 또한 압축기 효율이 증가하고 냉매 유량이 높을수록 COP_{carnot} 증가폭이 감소하는 것을 확인할 수 있었다. 또한 압축기 효율 증가는 압축일을 감소시킬 뿐 만 아니라 압축열도 감소하기 때문에 방열 냉각기 용량을 줄일 수 있음을 알 수 있었다.



(a) Comparison of compressor work by flow rate



(b) Comparison of cooling power by flow rate



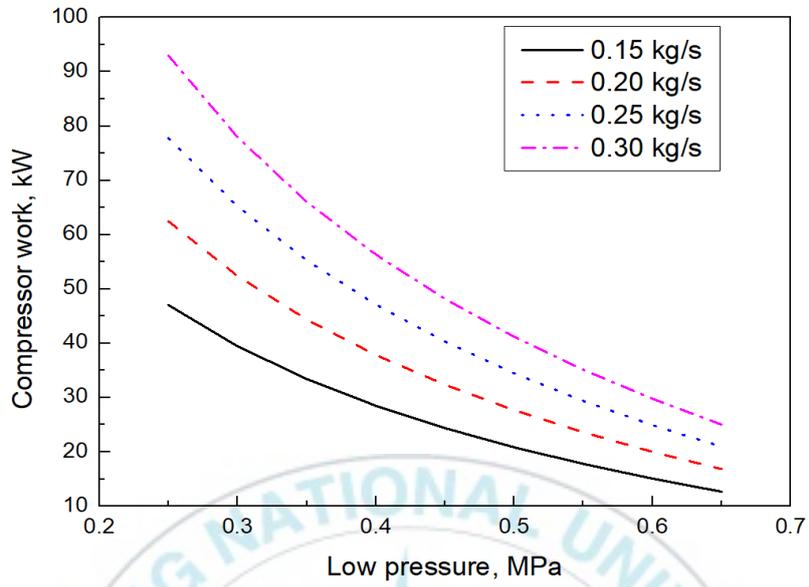
(c) Comparison of COP_{carnot} by flow rate

Fig. 4.2 Performance of reverse Brayton cycle according to compressor efficiency

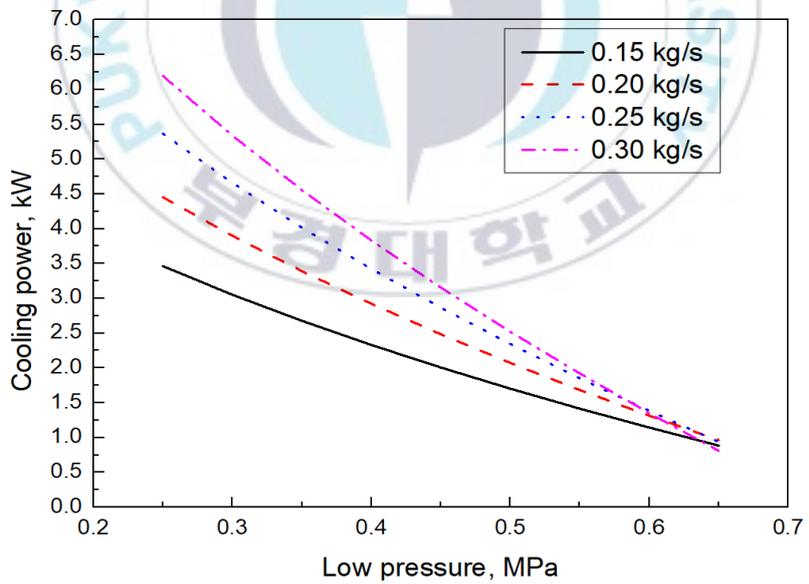
4.2.3 저압부 압력의 영향

저압부 압력에 따른 reverse Brayton 사이클의 압축일과 냉각 성능 및 COP_{carnot} 를 Fig. 4.3와 같이 비교 분석하였다. 고압부 압력을 고정하고 냉매 유량을 0.2 kg/s로 설정하여 시뮬레이션을 수행한 결과 저압부 압력이 0.25 MPa에서 0.65 MPa로 증가하면 압축일은 62.5 kW에서 16.8 kW로 감소하고 냉각 성능은 약 4.5 kW에서 0.96 kW까지 감소하였다. 이러한 이유는 압축기 흡입 압력이 증가함에 따라 압축비가 감소하게 되어 압축기 토출 온도 및 압축일이 감소하게 되고 그 결과로 인하여 팽창비도 같이 감소하기 때문에 극저온 터보팽창기 토출 온도가 급격하게 증가하게 되어 냉각 성능도 급격하게 감소하는 경향을 나타내었다. 그러나 압축일과 냉각 성능이 동시에 감소하였지만 압축일과 냉각 성능의 감소폭의 차이로 저압부 압력이 0.4 Mpa 일 때는 COP_{carnot} 가 소폭 증가하다가 그 이상 일 때는 COP_{carnot} 가 급격하게 감소하는 경향을 나타내었다.

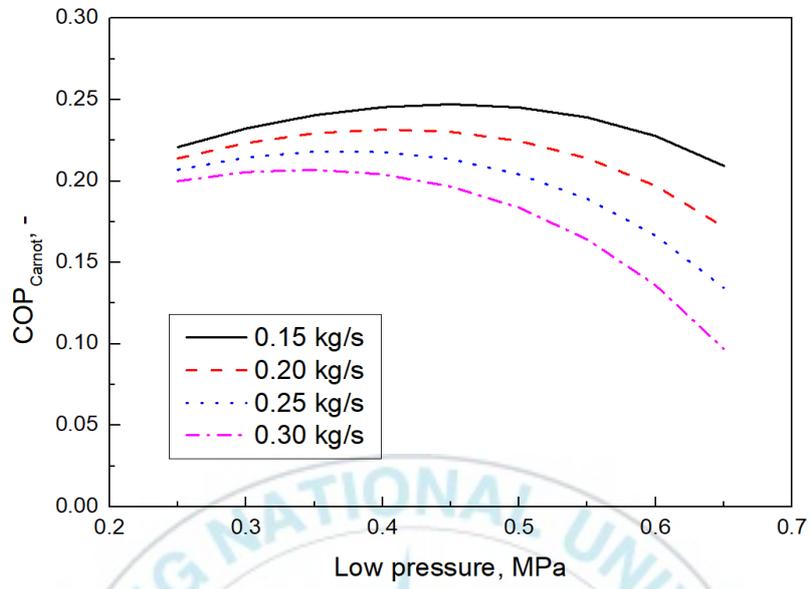
저압부 압력이 낮을수록 냉매 유량이 증가함에 따른 압축일 변화가 높음을 알 수 있었고 냉각 성능은 저압부 압력이 높을 때는 유사한 성능을 나타내었으나 저압부 압력이 낮을 때는 선형적으로 높은 냉각 성능 경향을 보였다. 이러한 결과로 냉매 유량이 증가함에 따라 COP_{carnot} 는 저압부 압력이 낮을 때는 0.22에서 0.19로 유사하였으나 높을 때는 많은 차이를 나타내었고 COP_{carnot} 의 변곡점은 냉매 유량이 높을수록 저압부 압력이 낮을 때 형성되는 것을 확인할 수 있었다.



(a) Comparison of compressor work by flow rate



(b) Comparison of cooling power by flow rate



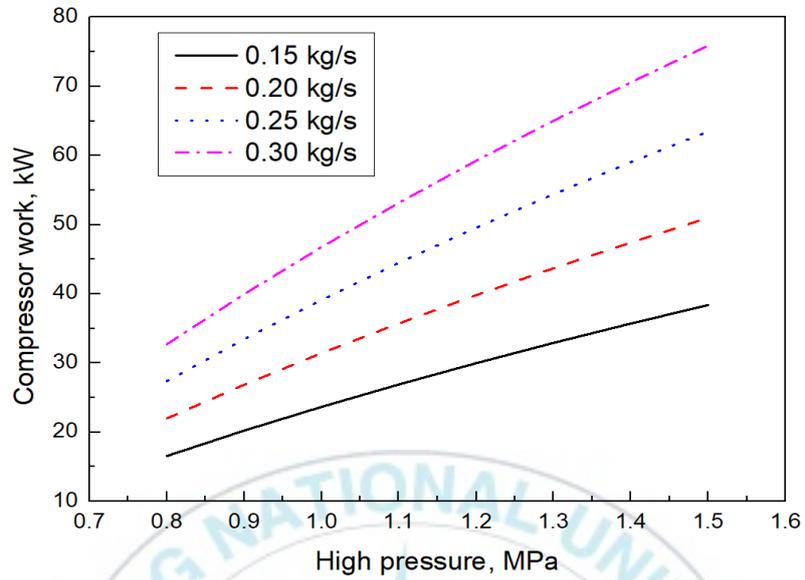
(c) Comparison of COP_{Carnot} by flow rate

Fig. 4.3 Performance of reverse Brayton cycle according to low pressure

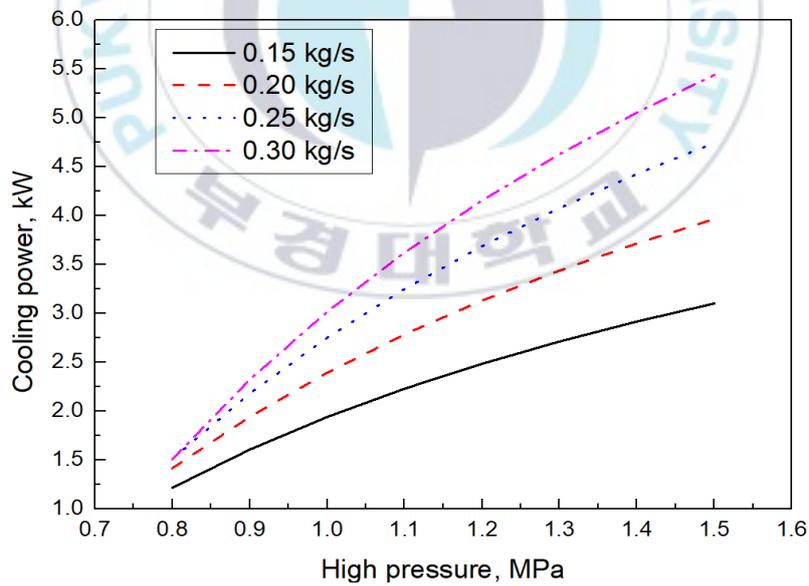
4.2.4 고압부 압력의 영향

Fig. 4.4는 고압부 압력 변화에 따른 reverse Brayton 사이클의 압축일과 냉각 성능 및 COP_{carnot} 를 비교 분석한 결과를 나타내었다. 냉매 유량 0.2 kg/s일 때 압축기 토출 압력을 0.8 MPa에서 1.5 MPa까지 상승함에 따라 압축일은 약 22.0 kW에서 2.3 배 증가하고 냉각 성능은 1.41 kW에서 약 2.8 배 증가하였다. 동일 냉매 유량에서 압축기 토출 압력이 증가할수록 압축비가 상승하여 압축일이 증가하지만 반대로 팽창비도 같이 증가하여 극저온 터보팽창기 토출 온도를 감소시킬 수 있기 때문에 냉각 성능도 증가하는 경향을 나타내었고 압축일 및 냉각 성능이 증가하나 증가폭은 점점 감소하는 경향을 확인할 수 있었다. COP_{carnot} 경우 고압부 압력이 증가함에 따라 증가하다 1.3 MPa 이후 감소하는 경향을 보였고 이러한 변곡점은 냉각 성능의 증가 대비 압축일 증가가 더 크기 때문에 발생한 현상으로 판단된다. 따라서 효율적인 reverse Brayton 극저온 냉동기 설계를 위해서 적절한 고압부 압력 선정이 필요함을 알 수 있었다.

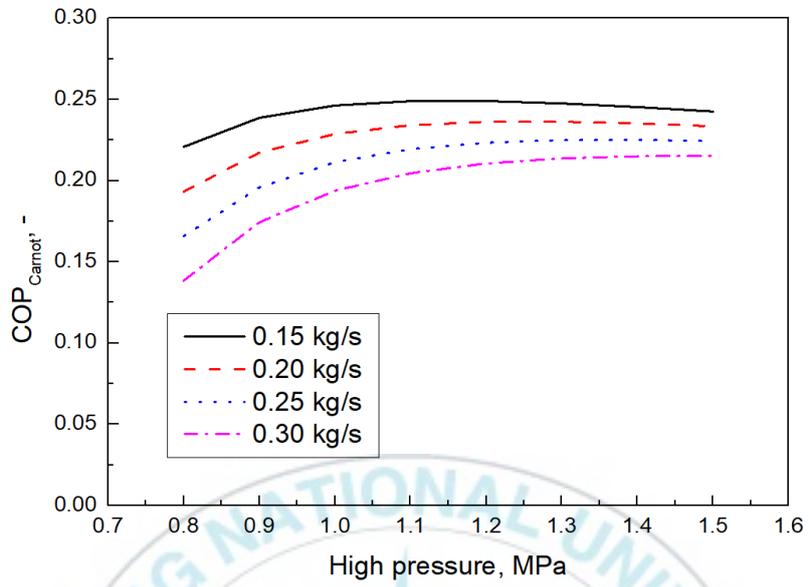
고압부 압력이 0.8 MPa 일 때 냉매 유량이 증가하면 1.2 kW에서 1.5 kW로 유사한 냉각 성능을 나타내었고 고압부 압력이 증가할수록 냉매 유량이 증가하면 압축일과 냉각 성능은 크게 증가하나 증가폭은 다소 감소하는 경향을 보였다. 또한 냉매 유량이 높을수록 낮은 COP_{carnot} 가 도출되었고 고압부 압력이 증가할수록 차이가 감소함을 알 수 있었다. COP_{carnot} 는 고압부 압력이 증가하면서 상승하다가 감소하는 변곡하는 경향을 나타내었으며 냉매 유량이 높을수록 고압부 압력이 높을 때 변곡점이 형성됨을 알 수 있었다. 이러한 현상은 향후 reverse Brayton 극저온 냉동기 설계 시 주요 검토 사항이 될 것이라 판단된다.



(a) Comparison of compressor work by flow rate



(b) Comparison of cooling power by flow rate



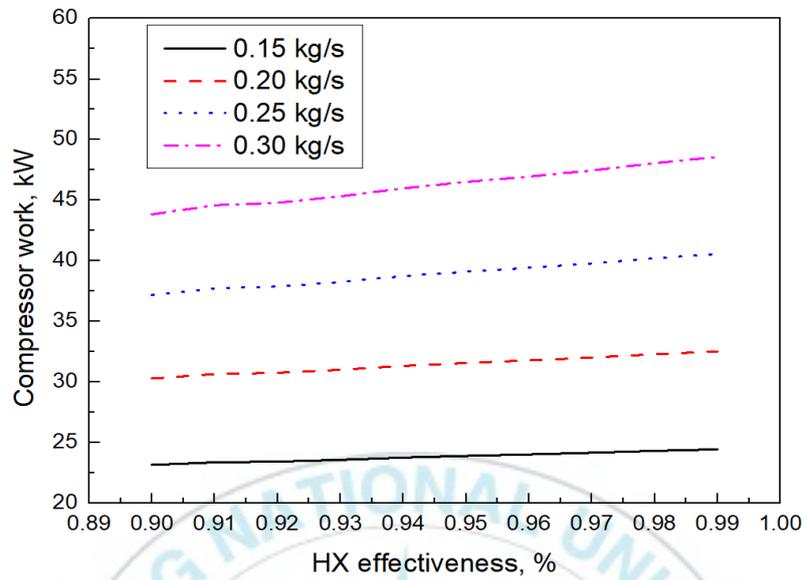
(c) Comparison of COP_{Carnot} by flow rate

Fig. 4.4 Performance of reverse Brayton cycle according to high pressure

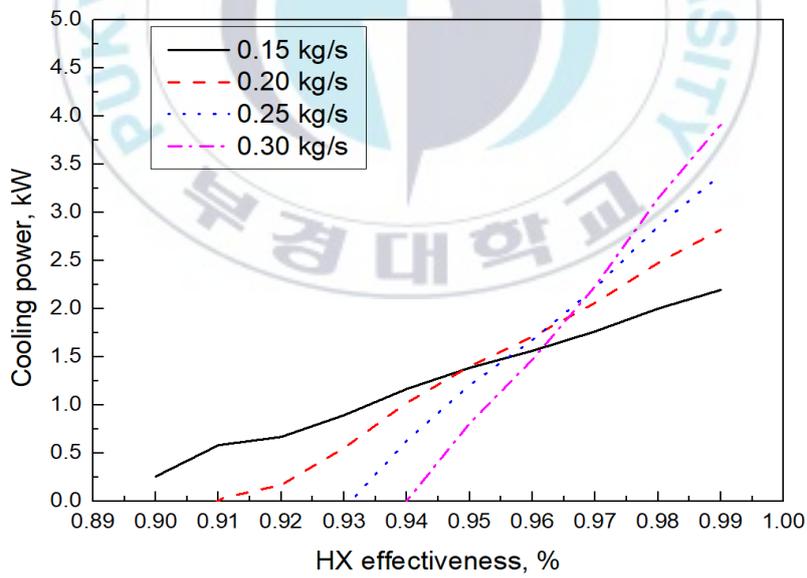
4.2.5 열교환기 유용도의 영향

열교환기 유용도 변화에 따른 reverse Brayton 사이클의 압축일과 냉각 성능 및 COP_{carnot} 를 Fig. 4.5과 같이 비교 분석하였다. 냉매 유량이 0.2 kg/s 일 때 열교환기 유용도를 0.91에서 0.99까지 증가하면 압축일은 30.7 kW에서 32.5 kW로 소폭 증가하고 냉각 성능은 0.02 kW에서 2.8 kW로 크게 증가함을 알 수 있었다. 열교환기 유용도가 증가하면 고압과 저압 냉매 온도차가 감소하게 되어 극저온 터보팽창기 입구 온도가 감소된다. 이러한 결과로 인해 극저온 터보팽창기 출구 온도가 열교환기 유용도가 0.91일 때 약 79.5 K에서 열교환기 유용도가 0.99일 때 63.8 K까지 감소하게 되어 냉각 성능이 급격히 증가하였다. 열교환기 유용도가 0.91에서 0.99로 증가할 때 압축일은 1.86 kW가 증가하였으나 냉각 성능은 약 2.80 kW가 증가하였고 이로 인하여 COP_{carnot} 는 0.002에서 0.26까지 매우 크게 증가하는 경향으로 나타내었으며 이러한 결과는 열교환기 유용도가 reverse Brayton 극저온 냉동기 성능에 미치는 영향이 매우 높다는 것을 의미한다고 판단된다.

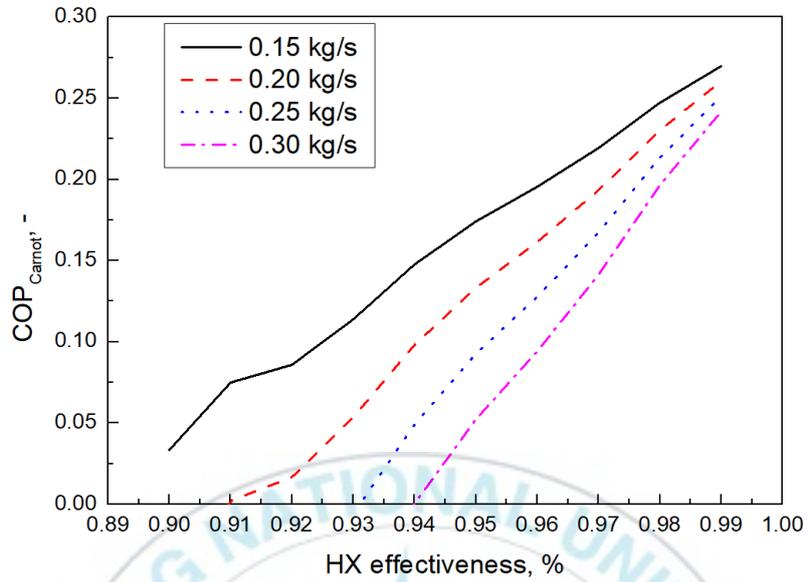
냉각 성능을 확보하기 위해서는 냉매 유량이 높을수록 높은 열교환기 유용도가 필요하다는 것을 알 수 있었다. 열교환기 유용도가 높을수록 냉매 유량이 증가하면 압축일은 소폭 상승하였고 냉각 성능은 점점 크게 증가하다 열교환기 유용도가 0.96일 때 모든 냉매 유량에서 유사한 경향을 나타내다가 역전되어 크게 상승하는 경향을 보였다. COP_{carnot} 는 열교환기 유용도가 낮을 때는 큰 차이를 보였으나 열교환기 유용도가 증가할수록 차이가 감소하며 열교환기 유용도가 0.99 일 때 냉매 유량이 0.05 kg/s 증가할수록 COP_{carnot} 가 약 0.009 정도 상승함을 알 수 있었다.



(a) Comparison of compressor work by flow rate



(b) Comparison of cooling power by flow rate



(c) Comparison of COP_{carnot} by flow rate

Fig. 4.5 Performance of reverse Brayton cycle according to heat exchanger effectiveness

4.3 요약

주요 구성 기기 효율과 저압 및 고압 변화가 reverse Brayton 사이클 성능에 미치는 영향을 분석하기 시뮬레이션을 수행하였고 그 결과를 아래와 같이 요약한다.

(1) 극저온 터보팽창기 효율이 증가함에 따라 reverse Brayton 사이클의 냉각 성능 및 COP_{carnot} 는 증가하였고 냉매 유량의 증가로 인한 압축일은 일정하게 증가하나 냉각 성능 증가폭은 감소하는 경향을 나타내었다.

(2) 압축기 효율이 증가함에 따라 reverse Brayton 사이클의 압축일이 감소하여 COP_{carnot} 가 증가하였고 냉매 유량의 증가로 인한 압축일은 거의 일정하게 증가하고 냉각 성능 증가폭이 감소하여 COP_{carnot} 가 감소함을 알 수 있었다.

(3) 저압부 압력이 낮으면 냉각 성능과 압축일이 높은 경향을 보였고 reverse Brayton 사이클의 COP_{carnot} 는 일정한 변곡점이 있는 것을 확인할 수 있었다. 냉매 유량이 높을수록 COP_{carnot} 변곡점은 저압부 압력이 낮을 때 형성되는 것을 확인할 수 있었다.

(4) 고압부 압력이 높을수록 냉각 성능과 압축일은 증가하였으나 COP_{carnot} 는 증가하다 감소하는 변곡 현상을 보였고 냉매 유량이 증가할수록 고압부 압력이 높을 때 변곡점이 형성되었다. 고압부 압력이 증가할수록 reverse Brayton 사이클 효율이 증가하지 않는다는 것을 알 수 있었고 향후 reverse Brayton 극저온 냉동기 설계 시 고려가 필요하다고 판단된다.

(5) 열교환기 유용도가 높을수록 reverse Brayton 사이클의 냉각 성능 및 COP_{carnot} 가 크게 증가함을 확인하였고 냉매 유량이 증가할수록 높은 열교

환기 유용도가 필요하다는 것을 알 수 있었다. 이러한 결과로 보아 열교환기 유용도가 reverse Brayton 극저온 냉동기 성능에 가장 큰 영향을 미치는 것으로 판단된다.

(6) 이러한 성능 분석 자료는 reverse Brayton 극저온 냉동기 설계에 중요한 기초 자료로 제공 될 것이라 판단된다.



제 5 장 실험장치 및 방법

5.1 실험 장치

본 연구의 목적은 reverse Brayton 극저온 냉동기를 제작하고 실험을 통하여 reverse Brayton 극저온 냉동기의 시스템 특성을 파악하는 것이다. Reverse Brayton 극저온 냉동기 실험 장치 설계는 Fig. 2.2의 reverse Brayton 극저온 사이클 T-s 선도 상에서 각 지점의 열역학적 상태값(온도, 압력, 엔탈피, 엔트로피 등)을 결정하는 것이며 상태값을 계산하기 위해 NIST (National Institute of Standards and Technology)에서 개발한 냉매 물성 계산 프로그램인 REFPROP 10.0를 사용하였다[70].

Reverse Brayton 극저온 사이클의 열역학적 설계 주요 인자는 Table 5.1과 같이 선정하였다. Reverse Brayton 극저온 사이클의 최대 압력은 적용성이 용이할 수 있도록 한국 고압가스 안전법을 고려하여 1.05 MPa로 설정하였고 목표 온도가 77 K일 때 2 kW급의 냉각 성능을 구현하기 위해 팽창비는 2로 하였다. Reverse Brayton 극저온 냉동기 성능을 향상시키기 위하여 높은 효율의 구성 기기가 필요하지만 전 세계적으로 reverse Brayton 극저온 냉동기용 구성 기기를 제작 및 공급할 수 있는 제조사가 많지 않기 때문에 reverse Brayton 사이클 엑서지 및 성능 분석 결과를 바탕으로 공급이 가능한 구성 기기 사양을 비교 분석하여 압축기 및 극저온 터보팽창기 효율과 열교환기 유용도 등을 선정하였다.

Table 5.1 Designed parameters of reverse Brayton refrigeration system

| Design parameters | Value |
|---|-------|
| Working refrigerant, - | Neon |
| Aftercooler outlet temperature, K | 300 |
| Load heat exchanger outlet temperature, K | 77 |
| Cooling power, kW | 2.1 |
| High pressure, MPa | 1.05 |
| Low pressure, MPa | 4.95 |
| Compressor efficiency, % | 75 |
| Expander efficiency, % | 78 |
| Heat exchanger effectiveness, - | 0.98 |
| Expansion ratio, - | 2 |

Table 5.2 Each node value for reverse Brayton refrigeration system

| Node | Temperature, K | Pressure, MPa |
|------|----------------|---------------|
| 1 | 300.0 | 0.425 |
| 2 | 474.4 | 1.050 |
| 3 | 300.0 | 1.020 |
| 4 | 81.5 | 0.990 |
| 5 | 65.7 | 0.495 |
| 6 | 77.0 | 0.465 |

Table 5.3 Designed value for reverse Brayton refrigeration system

| Items | Values |
|--|--------|
| Mass flowrate, kg/s | 0.174 |
| Compressor power, kW | 31.3 |
| Cryogenic turbo expander shaft power, kW | 2.7 |
| COP_{carnot} , % | 19.42 |

본 연구에 사용된 reverse Brayton 극저온 냉동기의 스크롤 압축기 패키지 (Sumitomo, Cryomech, CVT), 판형 열교환기 (SWEP) 및 극저온 터보 팽창기 (ATEKO) 사양은 Table 5.4와 같고 Fig. 5.1은 주요 구성 기기 모습을 나타내었다.

저압 냉매를 고압으로 압축하는 압축기는 스크류 (screw)나 터보 방식의 압축기를 많이 사용하기에 본 연구에 단일 유닛 스크류 압축기를 사용하고 자 하였으나 개발된 스크류 압축기 성능이 부족하여 reverse Brayton 극저온 냉동기에 적용하기 어렵다고 판단되어 본 연구에서는 기존 극저온 냉동기 (GM cryocooler)에 널리 사용되고 있는 헬륨 스크롤 압축기를 적용하였고 시스템 설계 유량 및 압력을 만족시키기 위해 다수의 스크롤 압축기를 병렬로 연결하여 사용하였다.

상온 고압 냉매와 저온 저압 냉매가 상호 열교환하는 열교환기는 알루미늄을 블레이징한 플레이트 핀 열교환기를 대부분 사용되나 본 연구에서는 플레이트 핀 열교환기보다 가격이 저렴하고 제작 기간이 짧으며, 체적 대비 열교환량 및 효율이 높고 0.98의 열교환기 유용도를 만족할 수 있는 판형 열교환기를 설계하고 주문 제작하여 사용하였다.

고압의 냉매를 저압으로 팽창시켜 외부로 일을 하면서 온도를 낮추는 극저온 팽창기는 일반적으로 널리 사용되고 있는 극저온 터보팽창기를 선정하였고 제공된 설계 조건으로 개발하였으며 장시간 사용이 가능한 정적 가스 베어링을 적용하였다.[71]. 극저온 터보팽창기는 정격 88,000 rpm으로 회전하며 운전 시 필요한 베어링 가스는 스크롤 압축기 출구의 고압가스를 사용하였고 팽창일은 와전류 제동에 의해 열에너지로 변환하여 소진할 수 있게 구성하였다. reverse Brayton 극저온 냉동기의 부하 열교환기는 극저온 환경에서 사용이 가능한 전기식 히터를 적용하였다.

Table 5.4 Main equipment specification of reverse Brayton refrigeration system

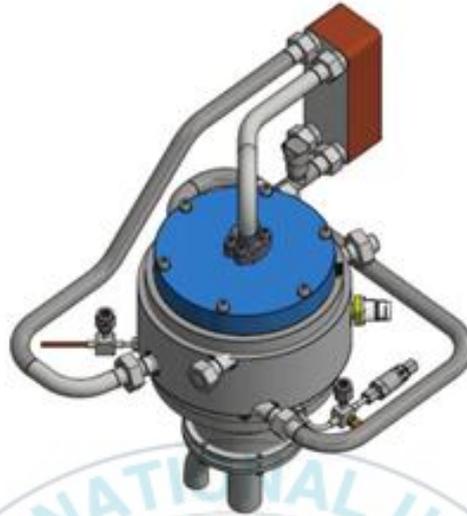
| Items | Values | | | | | | | | | | | | |
|--------------------------|---|----------------|--|--|-----|-----------|------|-----|-----------|------|-----|----------|------|
| Compressor | <ul style="list-style-type: none"> - Helium scroll type with oil removal system - Water cooling type - Multi parallel connections | | | | | | | | | | | | |
| Heat exchanger | <ul style="list-style-type: none"> - Plate-type heat exchanger - 3 EA serial connections | | | | | | | | | | | | |
| | <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th style="width: 30%;">Heat exchanger</th> <th style="width: 30%;">Temperature, K</th> <th style="width: 40%;">Total heat transfer area, m²</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>HX1</td> <td>300 ~ 223</td> <td>24.5</td> </tr> <tr> <td>HX2</td> <td>223 ~ 150</td> <td>23.3</td> </tr> <tr> <td>HX3</td> <td>150 ~ 77</td> <td>17.3</td> </tr> </tbody> </table> | Heat exchanger | Temperature, K | Total heat transfer area, m ² | HX1 | 300 ~ 223 | 24.5 | HX2 | 223 ~ 150 | 23.3 | HX3 | 150 ~ 77 | 17.3 |
| | Heat exchanger | Temperature, K | Total heat transfer area, m ² | | | | | | | | | | |
| | HX1 | 300 ~ 223 | 24.5 | | | | | | | | | | |
| HX2 | 223 ~ 150 | 23.3 | | | | | | | | | | | |
| HX3 | 150 ~ 77 | 17.3 | | | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | | |
| Cryogenic turbo expander | <ul style="list-style-type: none"> - Turbo type with ECB (Eddy Current Breaker) - Static gas bearing for thrust and radial - Isentropic efficiency : > 78 % - Water cooling type | | | | | | | | | | | | |
| Cold box | <ul style="list-style-type: none"> - Vacuum & Multi layer insulation - Size : ϕ 1,500 X 1,600 | | | | | | | | | | | | |



(a) Scroll compressor



(b) Plate-type heat exchanger



(c) Cryogenic turbo expander



(d) Cold box

Fig. 5.1 Main equipment of reverse Brayton refrigeration system

Fig. 5.2는 제작된 reverse Brayton 극저온 냉동기의 개략도를 나타낸다. Reverse Brayton 극저온 냉동기는 ORS (Oil Removal System)와 수냉식 방열 냉각기 일체형인 스크롤 압축기 패키지와 PRS (Pressure Regulating System) 등으로 구성된 상온의 스크롤 압축기 파트와 3개의 열교환기, 극저온 터보 팽창기 및 부하용 전기식 히터 등을 포함한 극저온인 Cold box 파트로 구성된다.

스크롤 압축기 패키지는 스크롤 압축기, ORS 및 방열 냉각기로 구성된다. 스크롤 압축기에 의해 고온 고압으로 압축된 냉매는 ORS에 의해 오일이 분리되고 방열 냉각기에 의해 상온으로 냉각된다. 그 후 온도 변화에 따른 시스템 압력 변화를 방지하기 위한 PRS를 통과한 후 일정한 압력을 유지하며 Cold box로 이송된다. PRS는 밀도 변화로 인한 압력을 유지하기 위한 장치로서 버퍼 탱크 (1 m³)와 바이패스 밸브, 압력 조절 밸브, 시스템 고압 제어 밸브로 구성되며 Fig. 5.3(a)의 PRS의 개략도와 같이 구성하여 Fig. 5.3(b)와 같이 제작하였다.

Cold box로 이송된 상온 고압 냉매는 먼저 열교환기를 통과하여 저온 고압 냉매가 되고 극저온 터보팽창기에 의해 팽창되고 감압되어 목표 온도까지 냉각된다. 냉각된 극저온 저압 냉매는 부하용 전기식 히터에 의해 승온되고 다시 열교환기로 이송되어 냉열을 상온 고압 냉매에 전달하여 상온 저압 냉매가 된다. 상온 저압 냉매는 다시 스크롤 압축기 패키지로 재공급되어 냉매가 재순환할 수 있게 reverse Brayton 극저온 냉동기를 구성하였다. Reverse Brayton 극저온 냉동기의 압력 및 유량 등을 제어하기 위하여 Fig. 5.2와 같이 계측 센서인 온도, 압력 및 유량 센서와 제어 밸브 등을 설치하였고 비정상상태를 대비하기 위해 안전밸브 등의 안전장치를 설치하였다. 또한 극저온 필터 및 흡착제를 설치하여 저온에서 고속으로 회전하는 극저온 팽창기를 보호하였다.

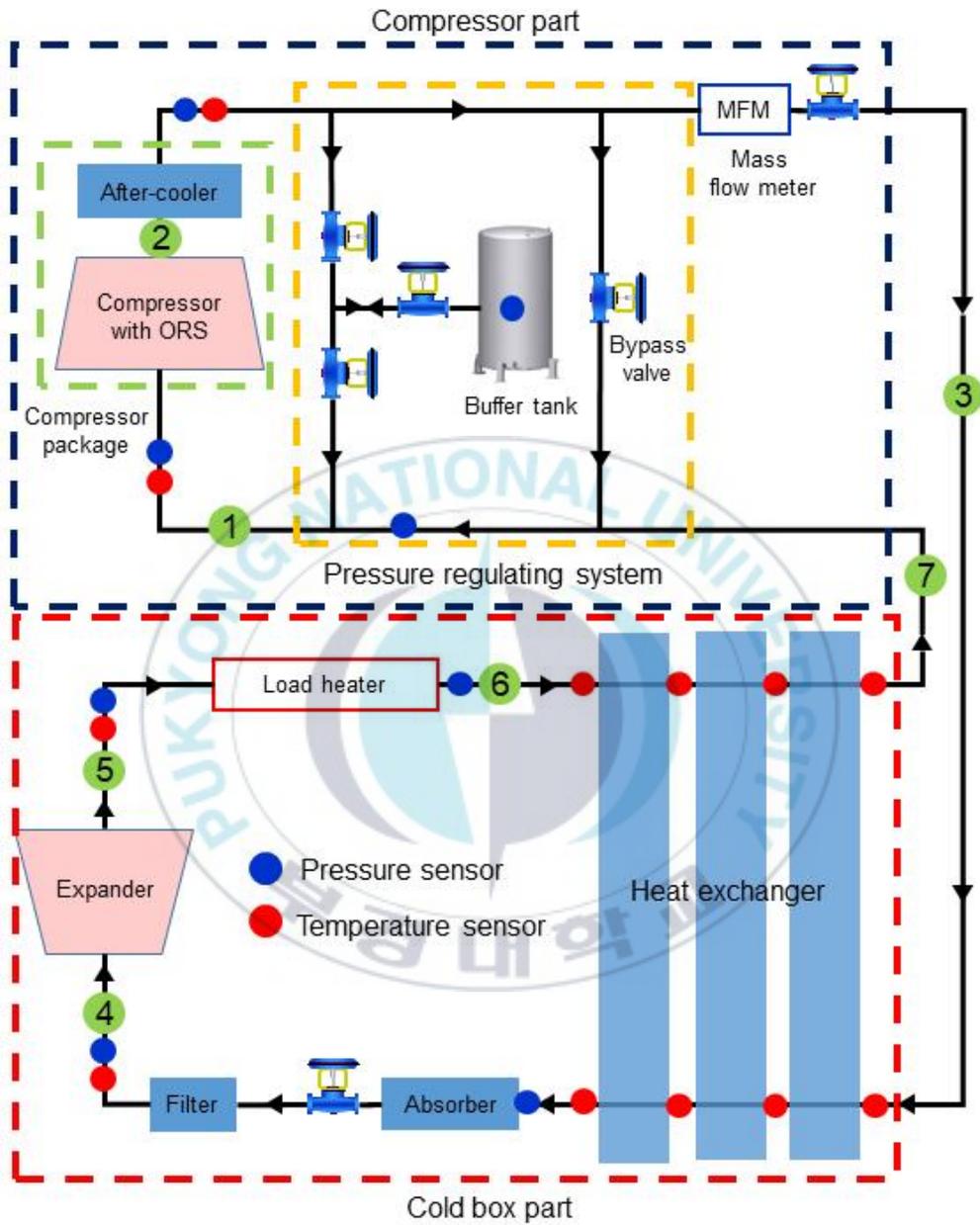
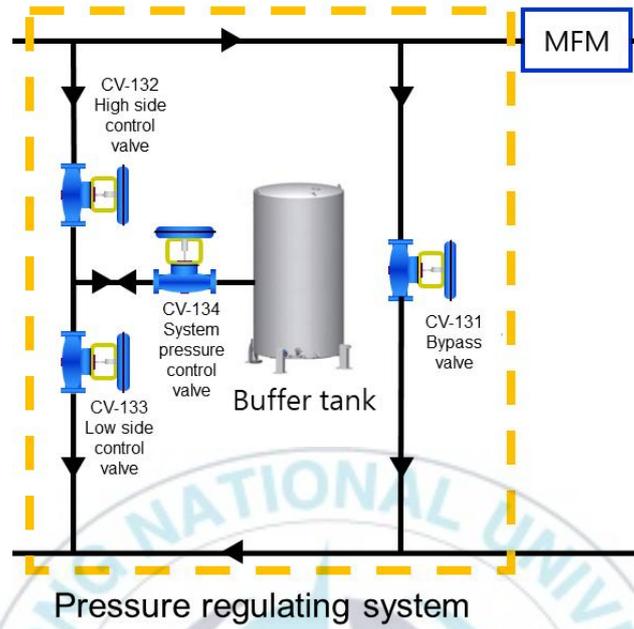
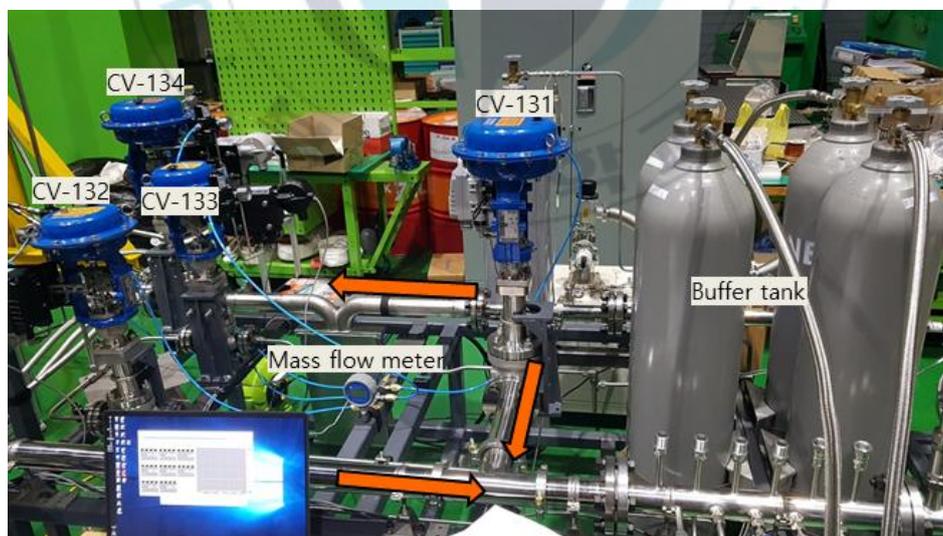


Fig. 5.2 Schematic diagram of reverse Brayton refrigeration system



(a) Schematic diagram of pressure regulating system



(b) Pressure regulating system

Fig. 5.3 Constructed pressure regulating system

개발된 극저온 터보팽창기의 단품 특성 평가를 수행하기 위해 Fig. 5.4(a) 및 Fig. 5.4(b)와 같이 실험 장치 및 제어시스템을 제작하였고 제작 기업과 협의하여 실험 방법을 정의한 다음 가열된 압축 공기를 활용하여 제작된 극저온 터보팽창기의 회전 안전성을 확인하였다.



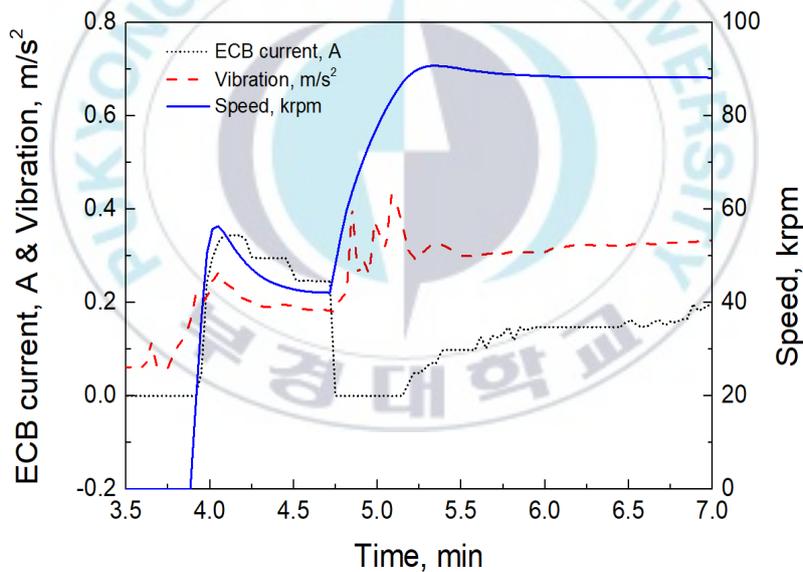
(a) Test equipment for cryogenic turbo expander



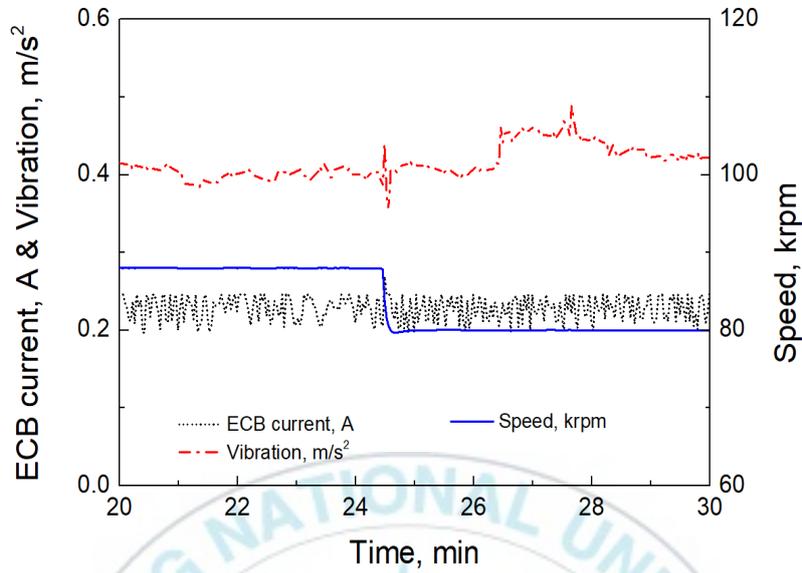
(a) Control system for cryogenic turbo expander

Fig. 5.4 Test of cryogenic turbo expander

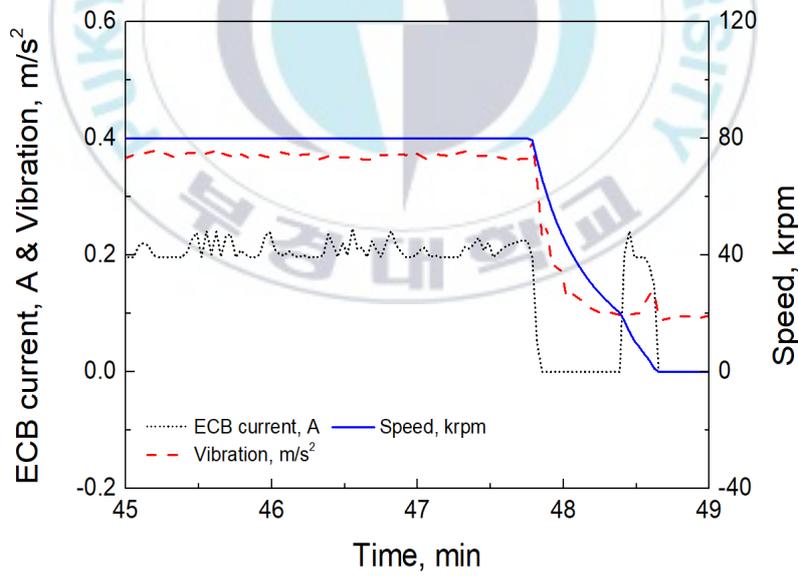
Fig. 5.5는 수행한 극저온 터보팽창기의 성능 특성 결과를 나타내었다. 극저온 터보팽창기 초기 기동 시 극저온 터보팽창기 회전계의 공진 주파수를 회피하기 위하여 Fig. 5.5(a)와 같이 약 50,000 rpm까지 급가속 한 후 약 42,000 rpm까지 감속시킨 다음 정격 속도인 88,000 rpm까지 급가속 하였고 88,000 rpm까지는 약 90 초 이내에 가속됨을 확인하였다. Fig. 5.3(b)와 같이 88,000 rpm에서 80,000 rpm로 회전 속도를 변화하는 제어 응답 특성을 안정적으로 확인하였고 정지 과정에서는 자연 감속 후 와전류 제동을 이용한 감속을 통해 약 60 초 이내에 정지가 완료됨을 Fig. 5.3(b)와 같이 확인하였다.



(a) Start-up of cryogenic turbo expander



(b) Speed control of cryogenic turbo expander



(c) Stop of cryogenic turbo expander

Fig. 5.5 Operating results of cryogenic turbo expander

극저온 기기인 열교환기, 필터, 제어밸브, 흡착제, 극저온 터보팽창기 및 열부하 전기식 히터 등이 설치되는 Cold box를 Fig. 5.6과 같이 제작하였다. Cold box 내부에 설치되는 모든 기기는 반도체에서 사용하는 청정 배관을 사용하여 연결하였고 3차원 모델을 작성하여 모든 기기와 배관 등의 하중과 전도 열손실 및 열응력 등을 고려한 기계적 지지대를 설계하여 상판에 고정하였다. Cold box의 제어 및 모니터링을 위해 내부 배관에 온도 및 압력 센서를 설치하고 관련 신호선 및 배관을 상판 상부와 연결하였다. 설치 완료 후 헬륨을 이용하여 Cold box 내부를 가압하여 플랜지 및 용접부 누설이 있는지 확인하였고 누설이 없음을 확인하고 MLI를 시공하였다. 원활한 진공 배기를 위해 Cold box 상판과 진공조를 알콜을 이용하여 세척한 후 Cold box 진공조와 조립하였다.

Cold box를 포함한 압축기 패키지, PRS 등 주요 기기를 배관 용접 및 플랜지로 연결하고 계측 및 제어 기기는 신호선을 통해 모니터링 시스템에 연결하여 Fig. 5.7와 같이 reverse Brayton 극저온 냉동기 실험 장치를 제작 완료하였다.



(a) Design of Cold box



(b) Installation of heat exchanger



(c) Installation of sensor



(d) Construction of MLI

Fig. 5.6 Cold box of reverse Brayton refrigeration system



(a) Cold box part



(b) Compressor part

Fig. 5.7 Constructed reverse Brayton refrigeration system

5.2 실험 방법

Cold box를 매우 높은 단열 성능으로 유지하기 위해서 외부로부터의 복사 에 의한 열손실을 차단하기 위해 MLI를 시공하였으며 대류에 의한 열손실을 차단하기 위해 히터를 이용한 Baking과 고진공 펌프 시스템을 이용한 내부 잔류가스 배기를 수행하였고 Cold box 내부를 10^{-3} Torr 이하의 고진공 상태로 설정하였다. Reverse Brayton 극저온 냉동기가 운전하게 되면 Cold box 내부는 고압 및 극저온 상태가 되므로 압력과 열응력에 의해 누설이 발생할 수 있다. 이러한 현상을 방지하기 위해 분자량이 가장 작은 헬륨을 이용하여 reverse Brayton 극저온 냉동기 실험 장치를 가압하고 용접 및 플랜지류 등의 누설 유무를 확인하였다.

실험을 수행하기 전에 제작된 reverse Brayton 극저온 냉동기 실험 장치 내부의 불순 가스 (수분 등)를 제거하기 위하여 불활성가스를 충전하고 로터리 펌프로 진공 배기하는 Fill & Purge를 수차례 실시한 후 수분 함량이 7.2 ppM임을 확인하고 작동 냉매인 네온을 충전하였다.

실험 방법은 먼저 reverse Brayton 극저온 냉동기에 설치된 밸브와 센서 상태를 확인하였고 그 다음 압축기 등을 천천히 기동하여 reverse Brayton 극저온 냉동기를 가동하였다. 온도 및 압력 등이 설정값을 유지할 수 있게 제어 밸브 및 팽창기 등의 제어 인자 설정 변수를 수정하며 상온의 reverse Brayton 극저온 냉동기를 77 K까지 초기 예냉을 수행하였다. 모든 온도 및 압력이 일정하게 유지될 때를 정상 상태라 판단하였고 7분 이상의 데이터를 취득하여 평균을 내었다. 77 K에서 냉각 성능을 측정할 다음 미국 Lakeshore 사의 온도 제어기 (Temperature controller 340 model)를 이용하여 부하 열교환기 대체용 전기식 히터에 열부하를 조절하여 전기식 히터 후단 온도가 85, 95, 110, 120 K로 유지되도록 하였고 각각의 온도에서의 냉각

성능 및 극저온 터보팬창기 축동력, 열교환기 유용도 등을 측정하였다.

Reverse Brayton 극저온 냉동기 성능 특성과 판형 열교환기 및 극저온 터보팬창기 등 주요 기기 성능을 측정하기 위해 각각의 기기 입·출구에 온도 및 압력 센서를 설치하고 냉매 유량을 측정하기 위한 질량 유량계 등을 설치하여 계측하였다. 온도 센서는 미국 Lakeshore 사의 DT-670D 실리콘 다이오드를 사용하였고 압력 센서는 미국 Honeywell 사의 FP2000 series를 사용하였으며 냉매 유량은 코리올리 방식인 독일 Rheonik사의 RHM 20L 질량 유량계를 사용하였다.

Reverse Brayton 극저온 냉동기의 계측 센서 및 제어 기기는 DAQ (Data Acquisition) 및 PLC (Programmable Logic Controller)에 연결하였고 모든 신호를 주고 받을 수 있게 구성하였다. 또한 reverse Brayton 극저온 냉동기의 모든 제어 및 계측 데이터들은 PC (Personal Computer)에 저장되게 구성하였고 Fig 5.8와 같은 모니터링 시스템을 통하여 제어 및 모니터링을 하였다.



(a) Temperature sensor (DT-670D/Lakeshore) (b) Pressure sensor (FP2000 series/Honeywell) (b) Mass flow sensor (RHM 20/Rheonik)

Fig. 5.8 Measuring sensor for reverse Brayton refrigeration system

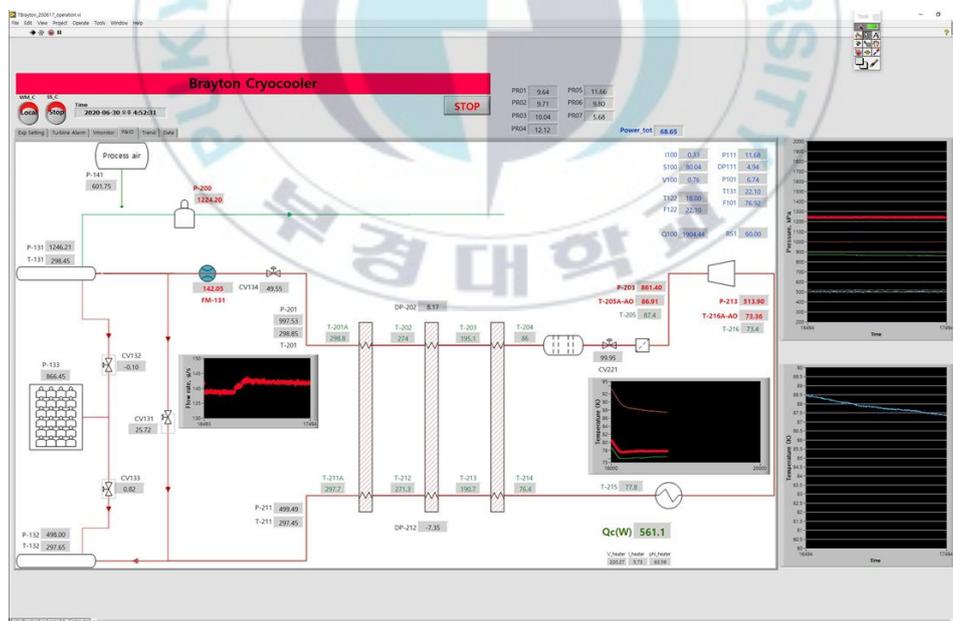


Fig. 5.9 Monitoring system for reverse Brayton refrigeration system

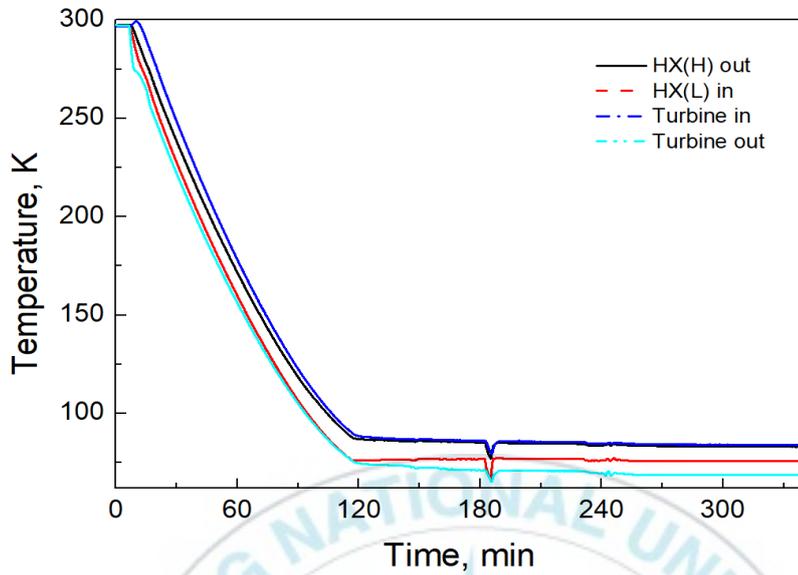
제 6 장 실험 결과

6.1 예냉 특성

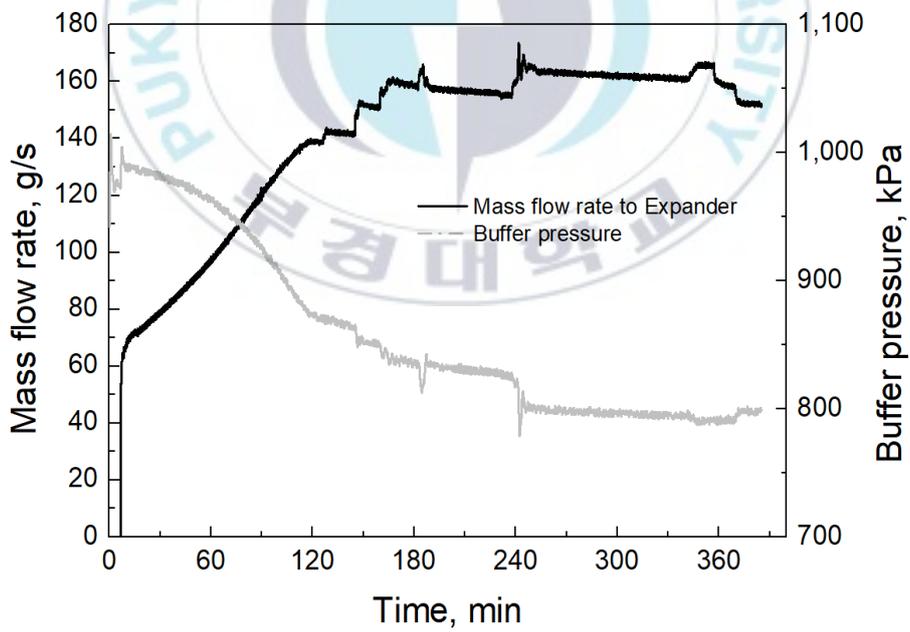
Reverse Brayton 극저온 냉동기를 Fig. 6.1과 같이 상온에서 목표 온도인 77 K까지 예냉하였다. Fig. 6.1(a)와 같이 reverse Brayton 극저온 냉동기의 온도는 일정하게 감소하였고 약 120분 후 판형 열교환기 및 극저온 터보팽창기 입·출구가 77 K까지 냉각됨을 확인할 수 있었다. Fig. 6.1(b)는 reverse Brayton 극저온 냉동기의 냉매 유량과 버퍼 탱크 압력을 나타낸다. 냉매 온도가 감소함에 따른 시스템 압력이 감소하는 것을 방지하기 위해 PRS의 제어 밸브들을 제어하여 냉매를 주입하였고 그로 인해 버퍼 탱크 내부 압력은 감소하고 냉매 유량은 증가함을 알 수 있었다.

스크롤 압축기 및 극저온 터보팽창기 입·출구 압력을 Fig. 6.1(c)에 나타내었다. 극저온 터보팽창기에 설치되어 있는 가스 베어링의 요구 압력을 충족시키기 위해 reverse Brayton 극저온 냉동기의 고압부를 약 1.3 Mpa까지 설정하였고 저압부는 극저온 터보팽창기를 제어하여 약 0.5 Mpa로 일정하게 유지됨을 확인하였으며 냉매의 온도와 유량 변화에 따라 극저온 터보팽창기 입구 상태가 변화함을 알 수 있었다.

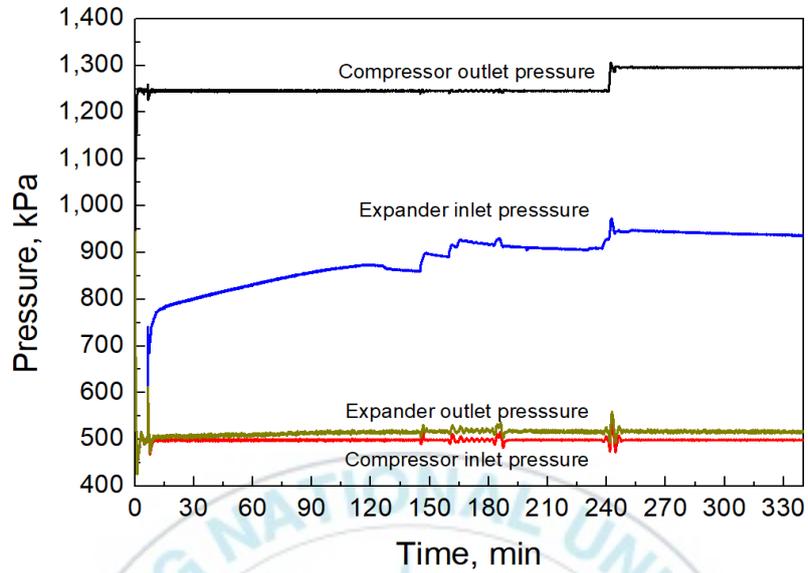
HX1 (300 ~ 220 K), HX2 (220 ~ 150 K) 및 HX3 (150 ~ 80 K) 총 3개로 구성된 판형 열교환기의 온도 분포를 Fig. 6.1(d)에 나타내었다. HX3 판형 열교환기 고압 출구와 저압 입구 온도가 먼저 냉각되어 안정화되었고 HX2와 HX1 판형 열교환기 온도는 더 냉각되어 약 350분 후 안정화되었으며 이러한 결과로 판형 열교환기의 열용량 (Thermal mass)이 reverse Brayton 극저온 냉동기 예냉 시간에 많은 영향을 미치는 것을 확인할 수 있었다.



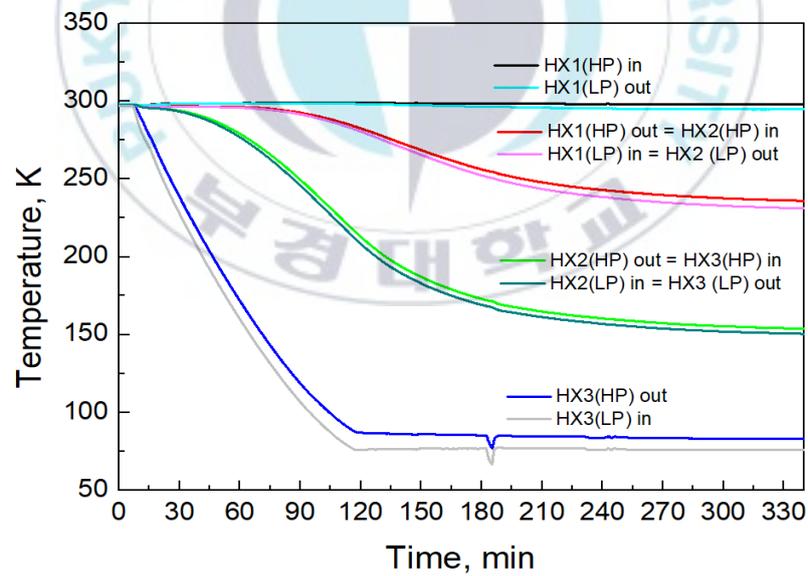
(a) Temperature of reverse Brayton refrigeration system



(b) Mass flow rate and pressure of buffer tank



(c) Inlet & outlet pressure of compressor and cryogenic turbo expander



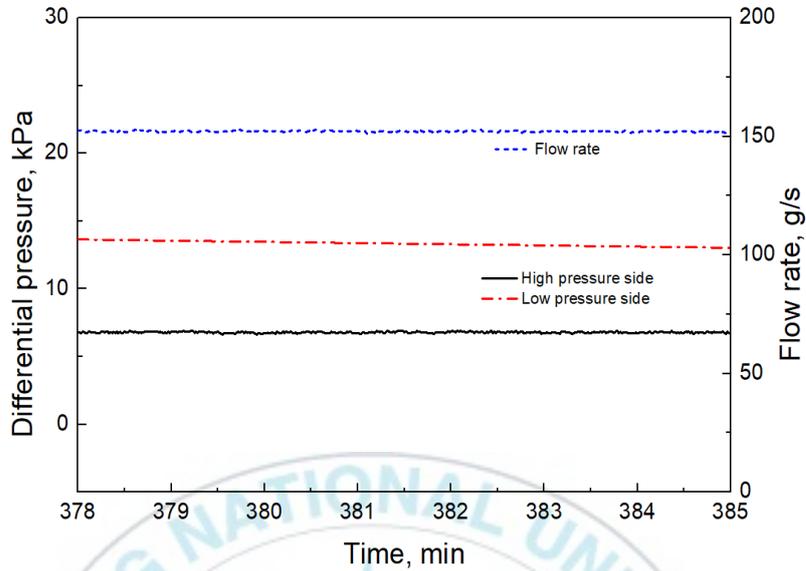
(d) Temperature of plate-type heat exchanger

Fig. 6.1 Measurement results of cool down for reverse Brayton refrigeration system

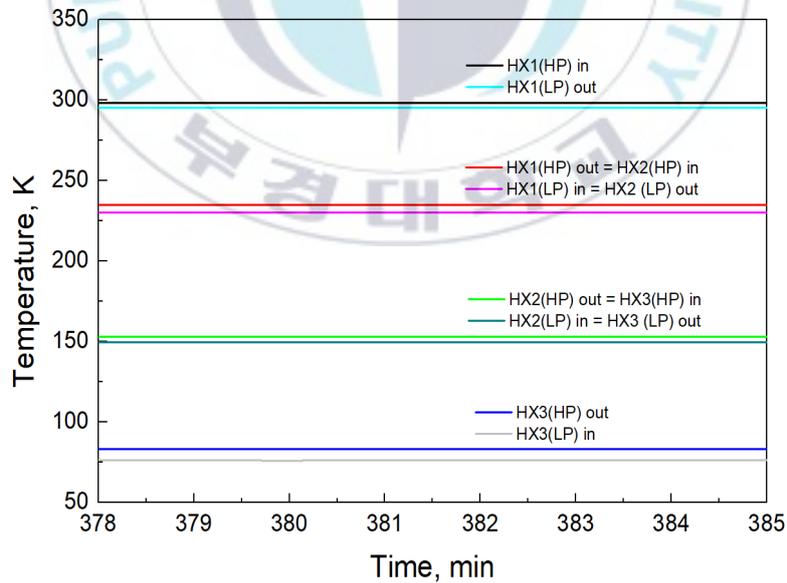
6.2 구성 기기 특성

6.2.1 열교환기 특성

Fig. 6.2는 목표 온도가 77 K 일 때 reverse Brayton 극저온 냉동기 내 판형 열교환기의 냉매 유량 및 고압 및 저압부 압력 강하와 온도를 나타낸다. 냉매 유량을 0.174 kg/s로 설계하였으나 실제 운전 시 냉매 유량이 약 0.151 kg/s로 도출되었고 설계 대비 약 87 % 정도 수준에서 수렴되는 것을 확인할 수 있었고 이러한 이유는 스크롤 압축기 용량 부족으로 판단된다. 목표 설계 냉각 능력 확보를 위해서는 냉매 유량 증가가 필요하며 이를 달성하기 위해 상용 스크롤 압축기의 개선 설계가 필요하나 reverse Brayton 극저온 냉동기 적용은 가능하다고 판단된다. Fig. 6.2(a)와 같이 판형 열교환기의 고압부 압력 강하는 평균 약 7 kPa이하이며 저압부 압력 강하는 평균 약 13 kPa정도로 도출되었으며 압력이 낮은 저압부의 체적 유량이 더 크기 때문에 저압부 압력강하가 더 높은 것을 알 수 있었다. 또한, 냉매 유량이 설계 유량으로 상승하더라도 설계 기준 (고압부 : 30 kPa 이하, 저압부 : 50 kPa)을 충분히 만족할 것으로 판단되며 사용된 판형 열교환기가 압력 특성 측면에서 적합한 것을 확인할 수 있었다. Fig. 6.2(b)는 각각의 판형 열교환기 입·출구 온도 변화를 나타내었으며 reverse Brayton 극저온 냉동기 운전 시 판형 열교환기 입·출 온도는 일정하게 유지됨을 알 수 있었다.



(a) Mass flow rate and pressure of high & low pressure side for plate-type heat exchanger



(b) Inlet & outlet temperature of each plate-type heat exchanger

Fig. 6.2 Measurement results for the plate-type heat exchanger

Table 6.1은 각각의 판형 열교환기 입·출구 온도 차이를 나타내고 있다. HX3와 HX2 판형 열교환기는 설계 기준 보다 높은 온도 차이를 보였으나 HX1 판형 열교환기의 온도 차이는 고압에서는 9.0 K 정도이고 저압에서 7.6 K 정도 설계 기준 보다 낮게 나타내었다.

Reverse Brayton 극저온 냉동기의 성능 및 엑서지를 분석한 결과 열교환기 유용도가 reverse Brayton 극저온 냉동기의 성능에 많은 영향을 미친다는 것을 알 수 있었기 때문에 식 (2.7)과 식 (2.8)를 이용하여 고압 및 저압부 열교환기 유용도를 각각 계산하였다. 극저온 열교환기에서 고온부에서 저온부로 전도 열전달이 항상 발생하기 때문에 고온부와 저온부의 열교환기 유용도는 항상 다르며 이러한 이유로 저압부 판형 열교환기의 유용도는 약 0.984로 설계 기준 (0.98)과 유사하였으나 고압부 열교환기 유용도는 0.968로 설계 기준 대비 낮은 결과가 계산되었다. 고압부 열교환기 유용도가 낮은 이유는 고온 판형 열교환기 (HX1) 온도 차이에 의한 결과로 판단되며 24.5 m³으로 설계한 HX1 전열면적을 보다 크게 설계해야 한다는 것을 알 수 있었다. 냉매 유량이 증가할수록 판형 열교환기 유용도는 보다 감소할 것이라 판단되므로 판형 열교환기 유용도의 개선과 최적화가 필요하다. 그러나 판형 열교환기도 reverse Brayton 극저온 냉동기에 충분히 적용 가능하다는 것을 확인할 수 있었다.

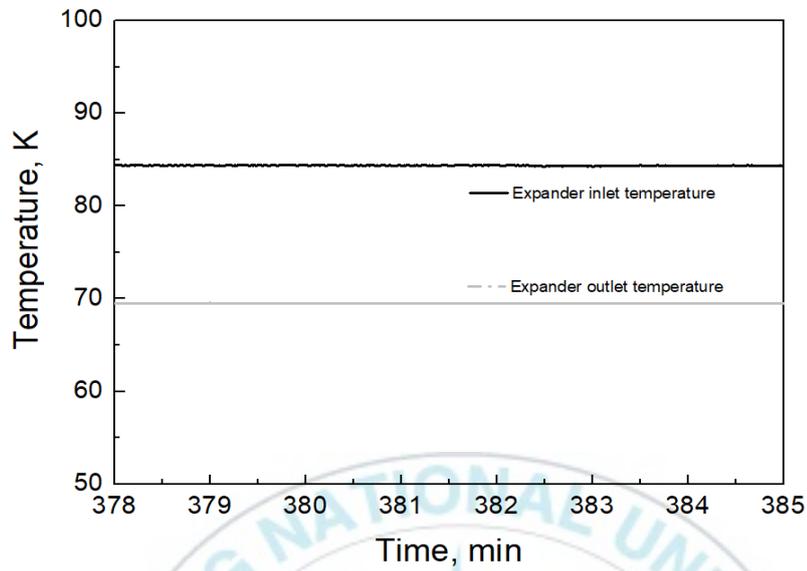
Table 6.1 Temperature difference between inlet & outlet plate-type heat exchanger

| Items | Pressure | Design, K | Measure, K | Difference, K |
|-----------------------|----------|-----------|------------|---------------|
| HX 1 (300 ~ 220 K) | High | 72.4 | 63.4 | - 9.0 |
| | Low | 72.6 | 64.9 | - 7.6 |
| HX 2 (220 ~ 150 K) | High | 77.3 | 82.1 | + 4.8 |
| | Low | 77.7 | 80.5 | + 2.8 |
| HX 3 (150 ~ 80 K) | High | 67.5 | 68.6 | + 1.1 |
| | Low | 68.3 | 73.6 | + 5.3 |

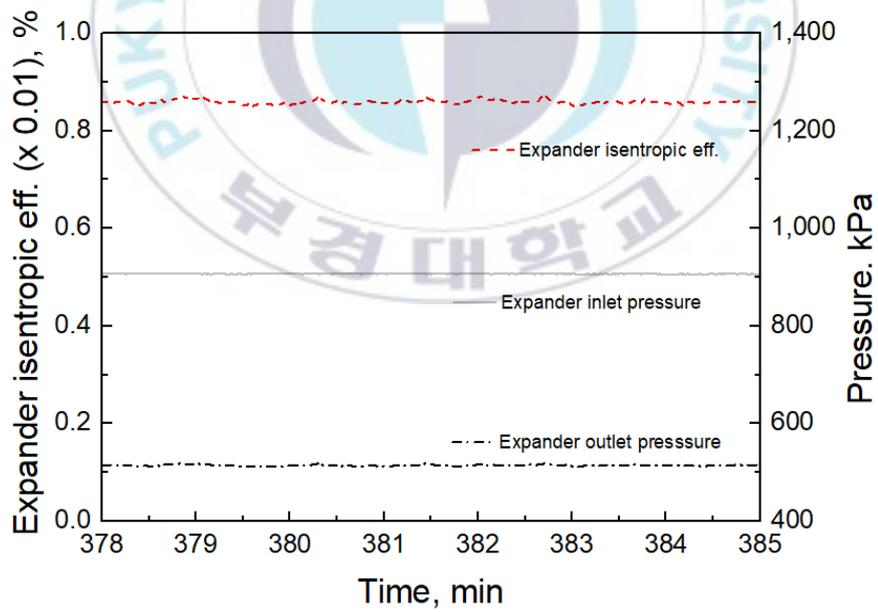
6.2.2 극저온 터보팽창기 특성

Fig. 6.3은 목표 온도 77K 성능 시험 시 reverse Brayton 극저온 냉동기의 극저온 터보팽창기 입·출구 온도 및 압력과 극저온 팽창기 등엔탈피 효율을 나타낸다. Fig. 6.3(a) 및 Fig. 6.3(b)와 같이 극저온 터보팽창기 입·출구 온도 및 압력이 일정하게 유지되는 것을 확인할 수 있었다. 극저온 터보팽창기 출구 압력은 극저온 터보팽창기 설정으로 약 0.5 Mpa 정도로 일정하게 유지하였으나 팽창기 입구 압력은 흡착제 및 필터 등의 압력 손실로 인해 설계 기준 보다 0.1 Mpa 낮게 측정되었고 향후 개선이 필요함을 확인하였다.

식 (2.4)을 이용하여 극저온 터보팽창기 등엔트로피 효율을 계산한 결과 설계 기준 (78 %)보다 높은 약 86 %를 도출되었고 개발된 극저온 터보팽창기의 적합성을 확인할 수 있었다. 이러한 결과로 본 연구에 적용된 극저온 터보팽창기가 향후 reverse Brayton 극저온 냉동기에 적용 가능하다는 것을 알 수 있었다.



(a) Inlet & outlet temperature of cryogenic turbo expander



(b) Isentropic efficiency and in&outlet pressure of cryogenic turbo expander

Fig. 6.3 Measurement results of cryogenic turbo expander

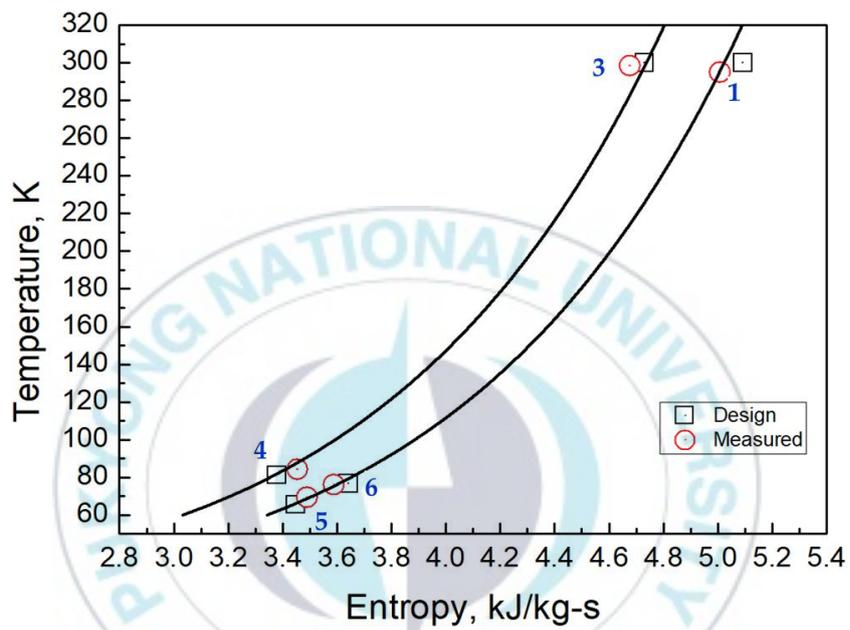
6.3 시스템 성능 특성

Fig. 6.4는 T-s 선도를 이용하여 reverse Brayton 극저온 냉동기 설계 기준과 목표 온도가 77K 일 때 성능 시험에 대한 결과를 비교하였고 극저온 터보팽창기의 축동력 (Shaft power)과 reverse Brayton 극저온 냉동기의 냉각 성능을 나타내었다. 극저온 부분을 확대한 Fig. 6.4(b)와 같이 팽창 효율을 나타내는 단열팽창 (4 → 5) 과정 기울기가 설계보다 더 우수함을 확인할 수 있었다. 측정된 극저온 터보팽창기 입구 압력은 스크롤 압축기의 용량 부족과 압력 손실로 인해 설계 보다 낮게 측정되었고 저압부 판형 열교환기 출구 온도는 판형 열교환기 유용도 저하로 인해 설계 보다 약 2.9 K 높게 측정되었다. 이러한 결과로 팽창 후 온도가 설계 대비 약 3.8 K정도 높게 도출되는 현상이 발생함을 알 수 있었다.

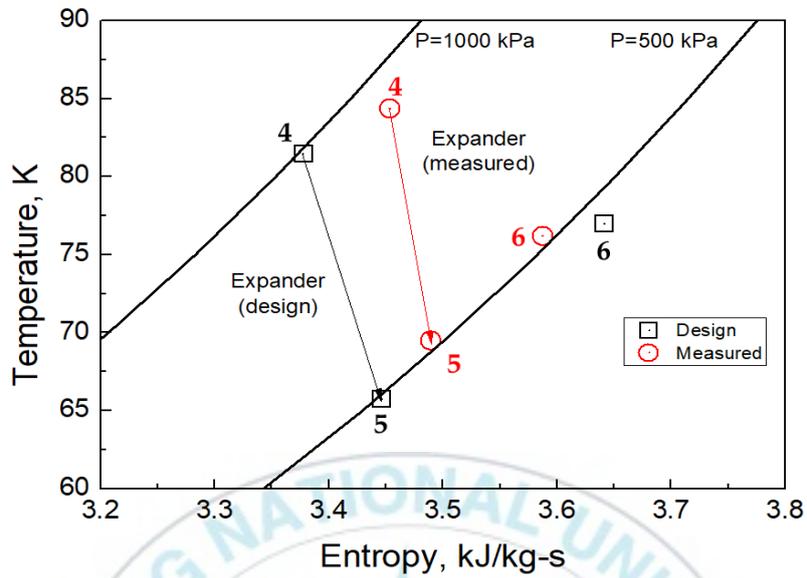
부하 열교환기용 전기식 히터에 입력되는 전력을 측정하여 냉각 성능을 측정하고 식 (2.3)을 이용하여 극저온 터보팽창기 축동력을 계산해 본 결과, 냉각 성능은 약 1,228 W이고 극저온 터보팽창기 축동력은 약 2,271 W로 측정되었으며 COP_{carnot} 는 4.92 %로 도출되었다. 본 연구의 주목적은 reverse Brayton 극저온 냉동기를 제작하고 운전하여 reverse Brayton 극저온 냉동기의 시스템 특성을 파악하는 것이며 본 연구에 사용한 스크롤 압축기 압축일이 설계보다 높게 도출되어 COP_{carnot} 가 설계 보다 낮은 26 % 수준으로 도출되었다.

열교환기 유용도가 1.0인 이상적인 열교환기일 경우 Fig. 6.4의 T-s 선도상 4지점의 온도와 6지점의 온도가 같기 때문에 이론적으로 극저온 터보팽창기 축동력이 냉각 성능으로 환산 할 수 있다. 그러나 열손실, 압력 손실 및 열전달 특성 등 여러 가지 이유로 열교환기 유용도는 항상 1.0보다 낮기 때문에 냉각 성능은 극저온 터보팽창기 축동력 보다 낮은 결과가 도출

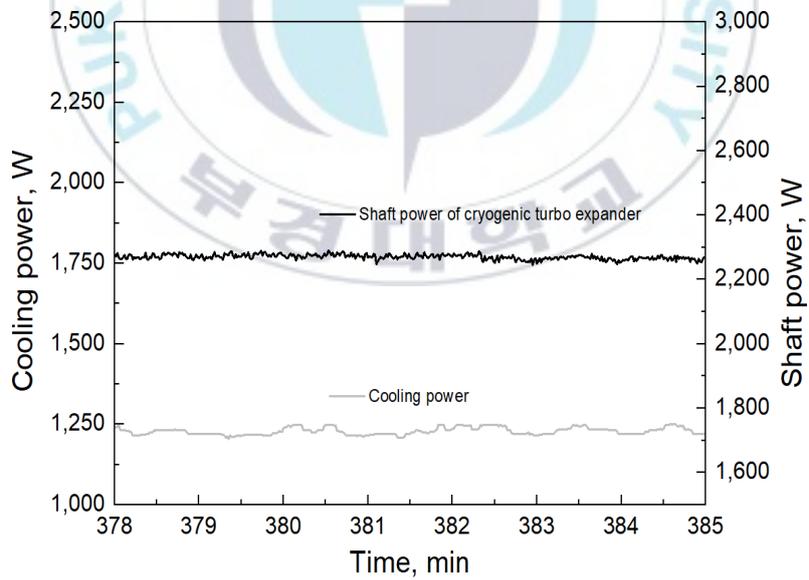
된다. 압력 손실로 인하여 고압부 압력이 낮음에도 불과하고 극저온 터보 팽창기 축동력이 2,271 W로 도출되었기 때문에 향후 열교환기 유용도 등이 개선된다면 2 kW 냉각 성능이 구현될 수 있을 것이라 판단된다.



(a) Overall T-s diagram



(b) T-s diagram of cryogenic part



(c) Cooling power and shaft power of cryogenic turbo expander.

Fig. 6.4 Measurement results of reverse Brayton refrigeration system

6.4 열부하 변동 특성

열부하를 변동하여 목표 온도 변화에 따른 reverse Brayton 극저온 냉동기 성능을 비교 분석하였고 BOG 재액화를 고려하여 목표 온도를 77 K에서 120 K까지 변경하여 실험을 수행하였다. Fig. 6.5와 같이 목표 온도가 77 K일 때의 성능 실험을 수행한 후 열부하용 전기식 히터의 부하를 상승시켜 120 K까지 실험을 수행하였다. 열부하를 증가시켜 목표 온도가 변화하더라도 극저온 터보팽창기 및 극저온부 판형 열교환기 입·출구 온도가 일정하게 유지하는 것을 확인할 수 있었다. Fig. 6.6과 같이 목표 온도가 변화할 때 순간적인 압력변화가 조금 있었지만 스크롤 압축기 입·출구 및 극저온 터보팽창기 입·출구 압력은 바로 일정하게 유지함을 알 수 있었다.

목표 온도 변화에 따른 reverse Brayton 극저온 냉동기의 압력 변화를 Fig. 6.7에 나타내었고 냉매 유량과 버터탱크 압력은 Fig. 6.8과 같이 나타내었다. 목표 온도가 상승하더라도 스크롤 압축기 입·출구는 일정하게 유지되었으나 극저온 터보팽창기 입구 압력은 약 2 ~ 3% 감소하고 극저온 터보팽창기 출구 압력은 0.2 ~ 0.3% 미세하게 감소함을 알 수 있었다. 또한 버터 탱크 압력도 77 K 기준으로 약 797 kPa에서 2 ~ 3 % 상승하여 120 K 기준 시 약 872 kPa로 상승함을 알 수 있었다. 이러한 이유는 목표 온도가 상승할수록 냉매 온도가 상승하게 되고 이로 인하여 냉매 유량이 감소하기 때문인 것을 판단된다.

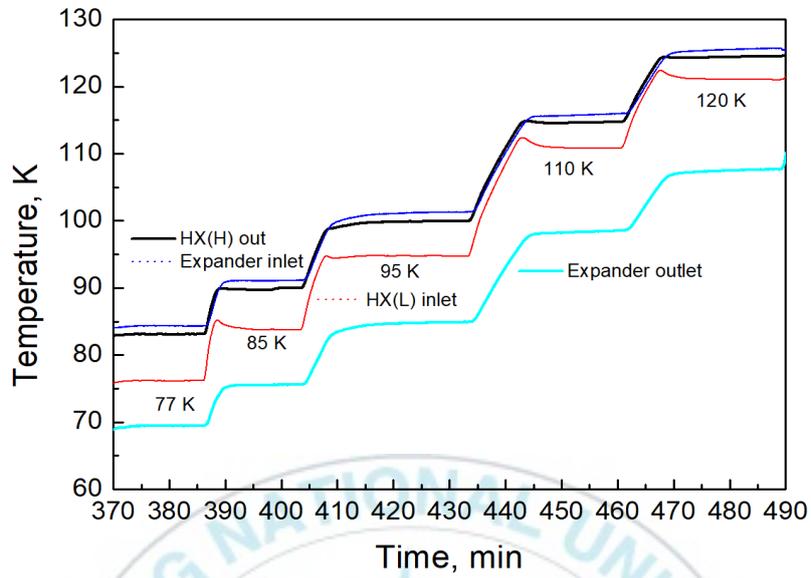


Fig. 6.5 Temperature of reverse Brayton refrigeration system

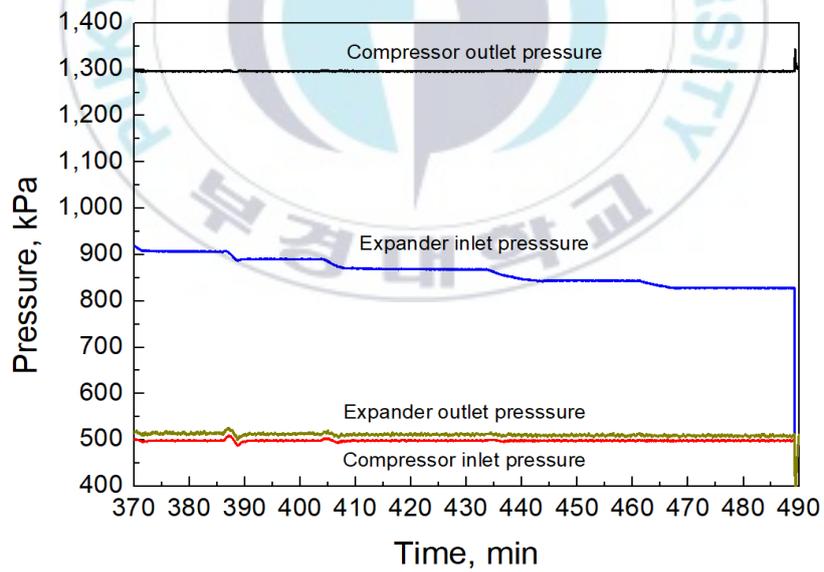


Fig. 6.6 Pressure of reverse Brayton refrigeration system

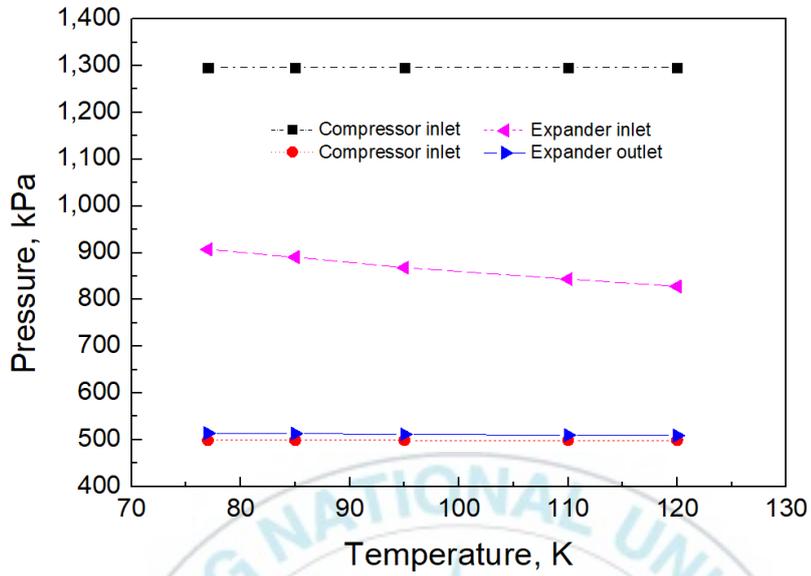


Fig. 6.7 Inlet & outlet pressure of compressor and cryogenic turbo expander according to target temperature

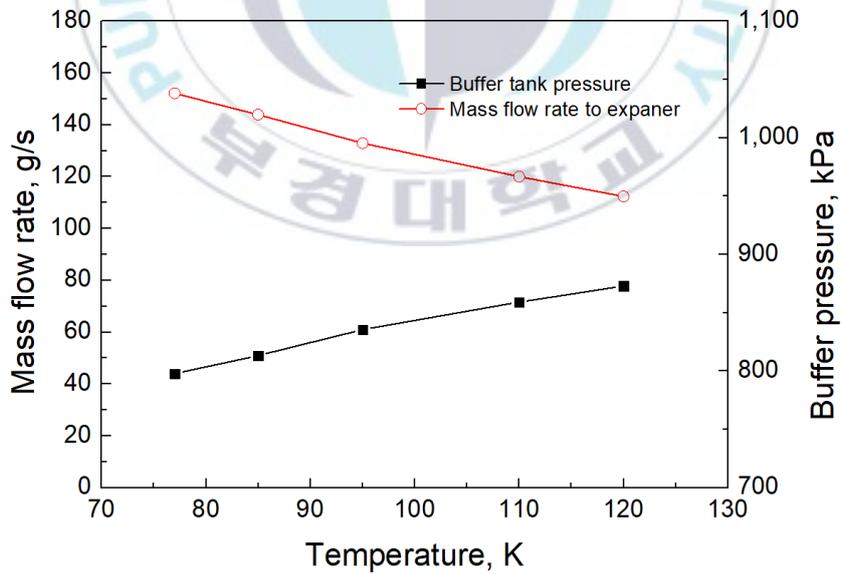


Fig. 6.8 Mass flow rate and buffer tank pressure according to target temperature

Fig. 6.9는 열부하 변동에 따른 각각의 판형 열교환기 온도 변화를 나타내었고 Fig. 6.10은 판형 열교환기 압력 손실을 비교 분석하였다. HX1 판형 열교환기 입·출구 온도는 일정하게 유지하였으나 냉매 온도 상승으로 인하여 HX2와 HX3 판형 열교환기 고압부 출구와 저압부 입구 온도 상승함을 알 수 있었다. 목표 온도의 상승으로 인하여 냉매 유량이 감소하게 되고 이러한 이유로 77 K 기준에서 고압부 압력 강하는 약 6.8 kPa이고 저압부 압력 강하는 약 13.2 kPa이며 110 K 기준에서 고압부 압력 강하는 4.2 kPa이고 저압부 압력 강하는 약 8.4 kPa로 도출됨을 알 수 있었다. 77 K과 110 K을 비교하면 각각 약 68 % 및 72 % 정도 감소하였고 설계 기준(고압부 : 30 kPa 이하, 저압부 : 50 kPa 이하)보다 낮음을 확인하였다.

상기 결과를 토대로 식 (2.7)과 식 (2.8)를 이용하여 판형 열교환기 유용도를 계산하였고 Fig. 6.11과 같이 비교 분석을 하였다. 목표 온도가 상승할수록 고압부 판형 열교환기의 유용도는 감소하고 저압부 판형 열교환기의 유용도는 증가하였으며 고압부와 저압부 판형 열교환기 유용도의 차이가 줄어드는 것을 알 수 있었다. 이러한 이유는 냉매 온도 차이와 냉매 유량이 감소하기 때문이라 판단된다. 저압부는 설계 기준(0.98)을 만족하였으나 고압부는 설계 기준 이하로 도출되었으며 향후 고압부 판형 열교환기 전열면적 증대 등의 개선 설계가 필요하다고 판단된다.

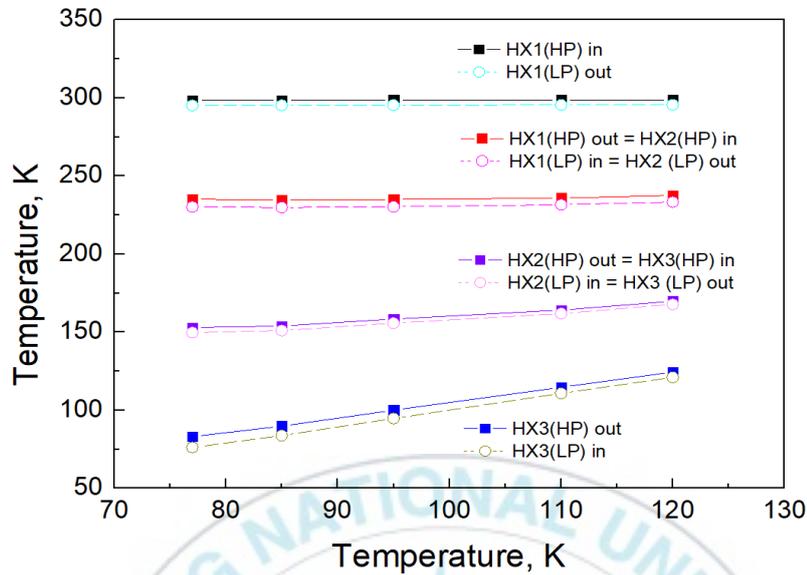


Fig. 6.9 Inlet & outlet temperature of each plate-type heat exchanger according to target temperature

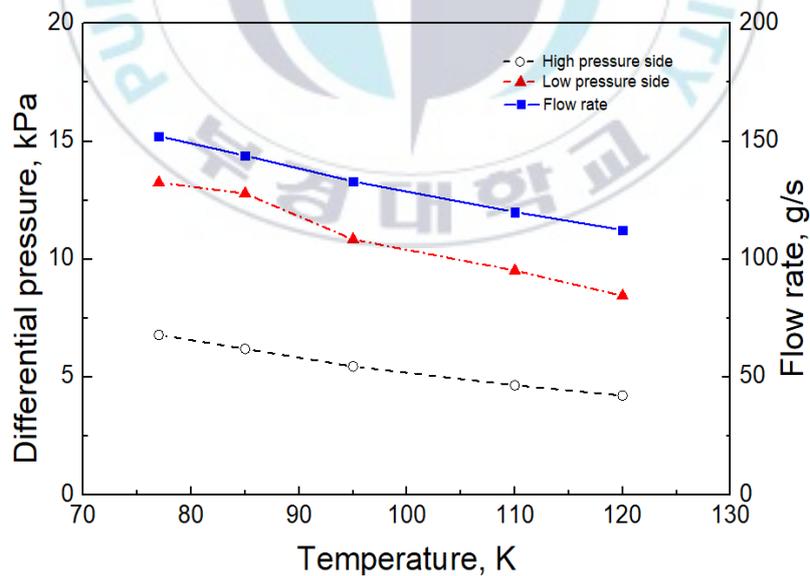


Fig. 6.10 Mass flow rate and differential pressure of high & low pressure side for plate-type heat exchanger according to target temperature

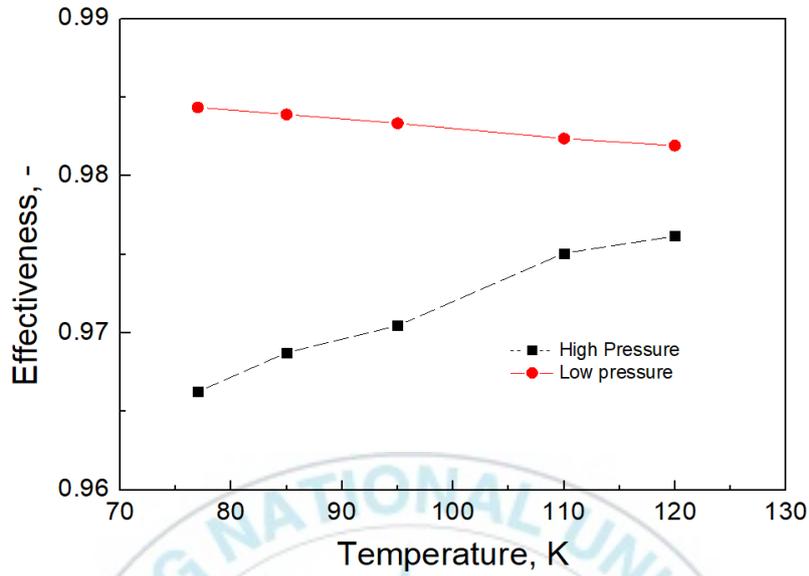


Fig. 6.11 Plate-type heat exchanger effectiveness of high & low pressure side according to target temperature

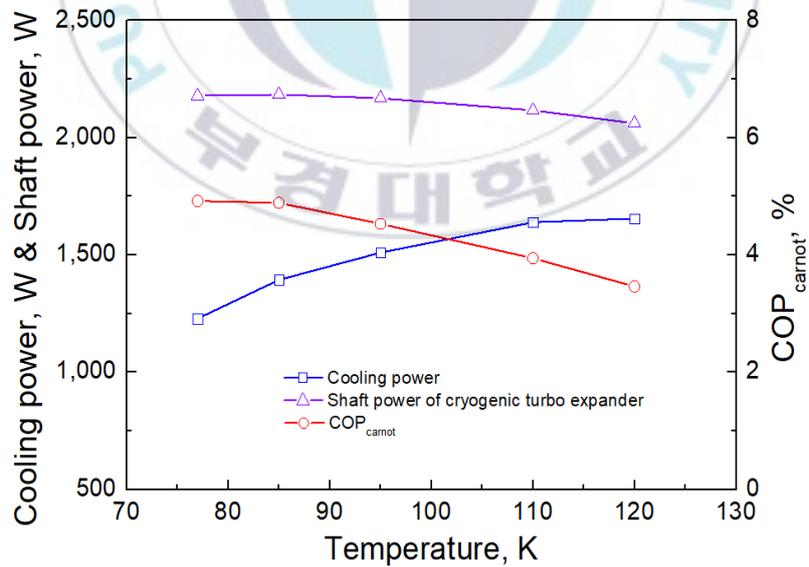


Fig. 6.12 Cooling power, shaft power of cryogenic turbo expander and COP_{carnot} according to target temperature

열부하를 변동하여 목표 온도 변화에 따른 reverse Brayton 극저온 냉동기의 냉각 성능과 극저온 터보팽창기 축동력 및 COP_{carnot} 를 Fig. 6.12와 같이 비교 분석하였다. 목표 온도가 77 K 일 때는 약 1,228 W의 냉각 성능을 나타내었고 110 K 일 때는 약 1,640 W의 냉각 성능을 도출하였으며 77 K과 110 K을 비교하면 약 133.5 % 정도 상승하였다. 극저온 터보팽창기 축동력은 77 K에서는 약 2,271 W가 측정되었으나 110 K에서는 약 2,138 W로 도출되었고 77 K과 110 K을 비교하면 약 94.2% 정도 감소하였다. 목표 온도가 증가함에 따라 질량 유량이 감소하여 극저온 터보팽창기 축동력은 감소하지만 열교환기 유용도는 증가하기 때문에 냉각 성능이 향상하는 것으로 판단된다. 또한 COP_{carnot} 는 냉매 온도 상승으로 인하여 77 K에서 약 4.92 %로 계산되었고 110 K에서는 약 3.95 %정도로 감소하였다. 스크롤 압축기와 판형 열교환기를 개선하여 압축일과 냉매 유량과 판형 열교환기 유용도를 설계 기준으로 개선된다면 보다 높은 냉각 성능 및 COP_{carnot} 가 도출 될 것이라 판단된다.

6.5 요약

본 연구에서는 BOG 재액화 및 초전도 전력기기 냉각용으로 스크롤 압축기와 판형 열교환기를 사용하고 극저온 터보팽창기를 적용한 reverse Brayton 극저온 냉동기를 열역학적으로 설계하고 제작한 후 성능을 비교 분석하였으며 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 목표 온도 77K 운전 시 reverse Brayton 극저온 냉동기 예냉 시간은 약 350분이 소요되었고 주요 요인은 판형 열교환기의 열용량에 의한 영향임을 알 수 있었다.

(2) 스크롤 압축기 적용 시 고압은 일정하게 유지하였으나 압축일이 높고 냉매 유량이 설계 기준 대비 87 % 수준으로 낮아 스크롤 압축기 개선이 필요함을 알 수 있었다. 판형 열교환기 적용 시 압력 강하는 설계 보다 낮게 측정되었으나 고온부 판형 열교환기 유용도가 낮게 도출되었고 고온부 열교환기 전열면적 개선 등이 필요함을 확인하였다.

(3) 극저온 터보팽창기는 87 %의 높은 등엔트로피 효율이 도출되었고 reverse Brayton 극저온 냉동기의 판형 열교환기 유용도와 냉매 유량 및 압력 저하로 인해 77 K에서 약 1.23 kW의 냉각 성능과 약 2.27 kW의 극저온 터보팽창기 축동력을 도출하였으며 스크롤 압축일의 증가로 COP_{carnot} 는 4.92 %정도가 계산되었다.

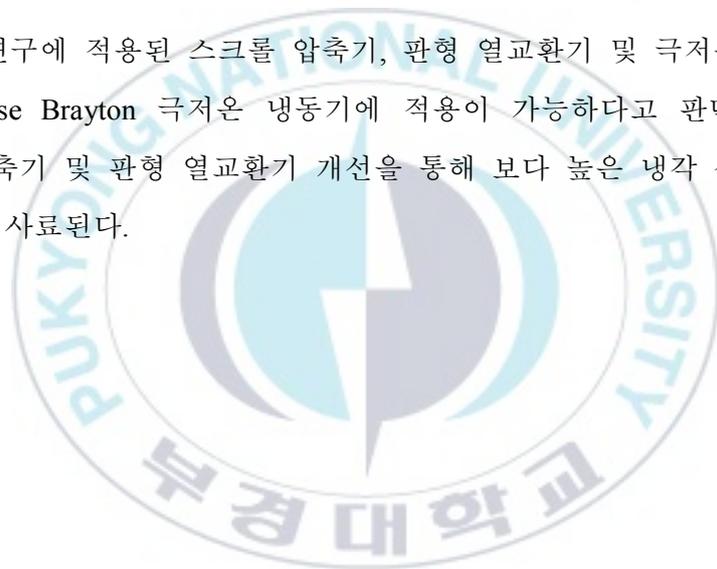
(4) 목표 온도에 따른 reverse Brayton 극저온 냉동기 성능 비교 시 목표 온도가 변화하더라도 각각의 주요 구성 기기의 온도 및 압력 등이 일정하게 제어되며 시스템이 안정적으로 운전됨을 확인하였다.

(5) 목표 온도가 상승할수록 냉매 유량이 감소하고 극저온 터보팽창기 입구 압력이 약 2 ~ 3 % 감소하며 버퍼탱크 압력이 상승함을 알 수 있었

다. 판형 열교환기 유용도는 목표 온도가 상승하면서 고압부 판형 열교환기 유용도는 감소하고 저압부 판형 열교환기 유용도는 증가함을 알 수 있었고 고압부 판형 열교환기 유용도가 전반적으로 낮게 도출되었기에 고압부 판형 열교환기의 개선이 필요함을 재확인하였다.

(6) 목표 온도가 77K에서 110 K이상으로 상승함에 따라 77K 대비하여 냉각 성능은 약 133.5 % 증가하여 110 K에서 약 1,64 kW가 도출되었고 극저온 터보팽창기 축동력은 약 94.2 % 감소하여 2,14 kW가 산출되었으며 COP_{carnot} 는 77 K에서 약 4.92 %이며 110 K에서 3.95 %정도 계산되었다.

(7) 본 연구에 적용된 스크롤 압축기, 판형 열교환기 및 극저온 터보팽창기가 reverse Brayton 극저온 냉동기에 적용이 가능하다고 판단되며 향후 스크롤 압축기 및 판형 열교환기 개선을 통해 보다 높은 냉각 성능이 도출될 것이라 사료된다.



제 7 장 결 론

본 논문에서는 액체질소를 사용하는 초전도 케이블과 BOG를 재액화 하기 위한 reverse Brayton 극저온 냉동기를 설계하기 위해 주요 구성 기기 효율 및 시스템 압력의 변화가 reverse Brayton 극저온 냉동기의 엑서지 및 성능에 미치는 영향을 고찰하였다. 분석 결과를 바탕으로 목표 온도가 77 K에서 냉각 성능이 2 kW급인 reverse Brayton 극저온 냉동기를 설계하고 제작하였으며 목표 온도를 77 K에서 120 K까지 변경하며 reverse Brayton 극저온 냉동기의 성능 실험을 수행하여 비교 분석하였고 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 압축기와 극저온 터보팽창기 효율이 증가할수록 전·후단 엔트로피 차이가 줄어 엑서지 효율이 증가하였고 저압 및 고압의 차이가 증가할수록 냉매 유량 및 압력 변화로 인하여 엑서지 효율이 변곡하였다. 열교환기 유용도의 증가는 압축기 및 극저온 터보팽창기 일량을 감소시켜 엑서지 효율을 가장 크게 증가시켰다. 이러한 결과는 향후 reverse Brayton 극저온 냉동기 에너지 손실 저감 설계에 유용한 자료가 될 것을 판단된다.

(2) 극저온 터보팽창기 효율이 상승하면 냉매 온도가 저감하여 냉각 성능이 증가하고 압축기 효율이 증가하면 압축일이 감소하여 reverse Brayton 극저온 냉동기 COP_{carnot} 가 증가하였다. 저압부 압력이 감소할수록 고압부 압력이 증가할수록 엔트로피 차이가 변화하여 냉각 성능 및 압축일은 증가하나 COP_{carnot} 는 변곡하는 경향을 나타내었다. 열교환기 유용도가 높을수록 극저온 터보팽창기 입구 온도가 감소하여 reverse Brayton 극저온 냉동기의 냉각 성능 및 COP_{carnot} 가 크게 증가하였다. 이러한 성능 분석 자료는

향후 최적 설계에 중요한 기초 자료가 될 것으로 사료된다.

(3) Reverse Brayton 사이클 역서지 및 성능 해석 결과를 바탕으로 제작 가능한 스크롤 압축기, 판형 열교환기, 극저온 터보팽창기 및 Cold box를 선정하였고 reverse Brayton 극저온 냉동기를 제작한 후 열부하를 변경하여 목표 온도를 77 K에서 120 K까지 변화하며 성능 실험을 수행하였다.

(4) Reverse Brayton 극저온 냉동기 운전 시 약 120분 후 목표 온도인 77 K에 도달하였고 전체 시스템은 열교환기 열용량에 의해 약 350분 후 목표한 극저온까지 예냉되었다. 목표 온도 77 K 운전 시 스크롤 압축기의 용량 부족으로 인하여 냉매 유량이 감소하고 압력 손실로 인하여 극저온 터보팽창기 입구 압력이 감소하였으며 고압부 판형 열교환기의 유용도가 설계보다 낮게 도출되어 냉각 성능은 약 1.23 kW로 측정되었고 스크롤 압축기의 압축일이 높아 COP_{carnot} 는 4.92 %로 낮게 도출되었다. 그러나 극저온 터보팽창기의 등엔트로피 효율이 설계 (78 %) 보다 높은 약 86 %를 도출되었고 극저온 터보팽창기 shaft power가 약 2.27 kW로 측정되었기 때문에 향후 개선하면 목표 냉각 성능 구현이 가능할 것으로 판단된다.

(5) 열부하를 변동하여 목표 온도를 77 K에서 120 K까지 상승시키면서 reverse Brayton 극저온 냉동기 성능 특성 실험을 수행한 결과, 목표 온도가 상승하면 전체 냉매의 온도가 상승하여 냉매 유량과 극저온 터보팽창기의 입구 압력이 감소하고 그로 인하여 버퍼탱크 압력이 상승하였다. 또한 냉매 온도 상승에 따라 고압부 판형 열교환기의 유용도는 감소하고 저압부 판형 열교환기의 유용도는 증가하였다. 목표 온도가 증가함에 따라 질량 유량이 감소하여 극저온 터보팽창기 축동력은 감소하지만 열교환기 유용도가 상승하여 reverse Brayton 극저온 냉동기의 냉각 성능은 상승하였고 냉매 온도 상승으로 인하여 COP_{carnot} 는 감소하였다. 향후 스크롤 압축기와 판형 열교환기 등을 개선하면 보다 높은 성능 구현이 가능할 것이라 판단

된다.

(6) 이러한 결과로 본 연구에 적용된 극저온 터보팽창기, 스크롤 압축기 및 판형 열교환기는 reverse Brayton 극저온 냉동기에 적용 가능하고 향후 reverse Brayton 극저온 냉동기 설계 및 개발에 기초 자료로써 많은 도움이 될 것이라 판단된다.



참고문헌

- [1] Z. Li, K. Ryu, S. Fukui, S. D. Hwang, G. Cha, AC loss measurement of a short HTS cable with shield by electrical method, IEEE Transactions on Applied Superconductivity, Vol. 21, pp. 1005-1008, 2011.
- [2] S. J. Lee, S. Y. Kang, M. W. Park, D. Y. Won, J. U. Yoo, H. S. Yang, Performance analysis of real-scale 23 kV/60 MVA class tri-axial HTS power cable for real-grid application in Korea, Energies, Vol. 13, 2053, 2020.
- [3] B. Dudley, BP Energy Outlook, British Petroleum, pp. 14-15, 2017.
- [4] C. Lee, J. Choi, H. Yang, M. Park, M. Iwakuma, Economic Evaluation of 23 kV Tri-Axial HTS Cable Application to Power System, IEEE Transactions on Applied Superconductivity, Vol. 29, No. 5, 5402507, 2019.
- [5] H. M. Chang, C. W. Park, H. S. Yang, S. H. Sohn, J. H. Lim, S. R. Oh, and S. D. Hwang, Thermodynamic design of 10 kW Brayton cryocooler for HTS cable, American Institute of Physics, Vol. 1434, pp. 1664-1671, 2012.
- [6] A. K. Dhillon, P. Ghosh, Performance characteristics map using exergy analysis of reverse Brayton cryocooler for HTS applications: Selection, Optimization, Design and Operational guidelines, Cryogenics, Vol. 106, 103024, 2020.

- [7] T. C. Van, J. Ramirez, T. Rainey, Z. Ristovski, R. J. Brown, Global impacts of recent IMO regulations on marine fuel oil refining processes and ship emissions, *Transportation Research Part D*, Vol. 70, pp. 123-134, 2019.
- [8] H. J. Lee, S. H. Yoo, S. Y. Huh, Economic benefits of introducing LNG-fuelled ships for imported flour in South Korea, *Transportation Research Part D*, Vol. 78, 102220, 2020.
- [9] S. K. Kochunni, K. Chowdhury, LNG boil-off gas reliquefaction by Brayton refrigeration system - Part 1: Exergy analysis and design of the basic configuration, *Energy*, Vol. 176, pp. 753-764, 2019.
- [10] S. K. Kochunni, K. Chowdhury, Zero methane loss in reliquefaction of boil-off gas in liquefied natural gas carrier ships by using packed bed distillation in reverse Brayton system, *Journal of Cleaner Production*, Vol. 260, 121037, 2020.
- [11] H. C. Wang, G. F. Chen, X. Q. Dong, Y. X. Zhao, H. Guo, M. Q. Gong, Performance comparison of single-stage mixed-refrigerant Joule-Thomson cycle and pure-gas reverse Brayton cycle at fixed-temperatures from 80 to 180 K, *International Journal of Refrigeration*. Vol. 80, pp. 77-91, 2017.
- [12] D. H. Kwak, J. H. Heo, S. H. Park, S. J. Seo, J. K. Kim, Energy-efficient design and optimization of boil-off gas (BOG) re-liquefaction process for liquefied natural gas (LNG)-fuelled ship, *Energy*, Vol. 148, pp. 915-929, 2018.

- [13] H. S. Son, J. K. Kim, Energy-efficient process design and optimization of dual-expansion systems for BOG (Boil-off gas) Re-liquefaction process in LNG-fueled ship, *Energy*, Vol. 203, 117823, 2020.
- [14] S. J. Lee, M. Park, I. Yu, Yo. Won, Y. Kwak, C. Lee, Recent Status and Progress on HTS Cables for AC and DC Power Transmission in Korea, *IEEE Transactions on Applied Superconductivity*, Vol. 28, No. 4, 5401205, 2018.
- [15] DNV-GL, Retrieved from <https://afi.dnvgl.com/Statistics?repId=1>, 2020.
- [16] M. Saeid, Y. M. John, V. V. Jaleel, A. W. David, *Handbook of Liquefied Natural Gas Chapter 3 - Natural Gas Liquefaction*, pp. 147-183, 2014.
- [17] Air Liquide, Catalog of Turbo-Brayton for LNG boil-off, Retrieved from *reliquefaction*, <https://advancedtech.airliquide.com/turbo-brayton-reliquefaction-bog>, 2020.
- [18] Air Liquide, Turbo-Brayton cryogenic systems, Retrieved from https://indico.cern.ch/event/792215/contributions/3409464/attachments/1919356/3174458/2019-10-Air_Liquide_-_TurboBrayton_Cryogenic_systems_-_EasiSchool_public.pdf, 2019.

- [19] S. Yoshida, H. Hirai, N. Nara, S. Ozaki, M. Hirokawa, T. Eguchi, H. Hayashi, M. Iwakuma, Y. Shiohara, Sub-cooled Liquid Nitrogen Cryogenic System with Neon Turbo-refrigerator for HTS Power Equipment, AIP Conference Proceedings, Vol. 1573, pp. 1246-1253, 2014.
- [20] Taiyo Nippon Sanso, Catalog of NeoKelvin-Turbo, <https://www.kagaku.com/tn-sanso/NeoKelvin.pdf>, 2020.
- [21]. J. Streit, A. Razani, Thermodynamic optimization of reverse Brayton cycles of different configurations for cryogenic applications. International Journal of Refrigeration, Vol. 36, pp. 1529-1544, 2013.
- [22] H. M. Chang, K. N. Ryu, J. H. Baik, Thermodynamic design of hydrogen liquefaction systems with helium or neon Brayton refrigerator, Cryogenics, Vol. 91, pp. 68-76, 2018.
- [23] D. Deserranno, M. Zagarola, X. Li, S. Mustafi, Optimization of a Brayton cryocooler for ZBO liquid hydrogen storage in space, Cryogenics, Vol. 64, pp. 172-181, 2014.
- [24] J. W. Lee, C. H. Lee, H. S. Yang, S. H. Kim, Design of Thermodynamic Cycle and Cryogenic Turbo Expander for 2 kW Class Brayton Refrigerator, KEPCO Journal of the Electric Power and Energy, Vol. 2, No. 2, pp. 299-305, 2016.

- [25] M. J. Chung, W. S. Jung, H. M. Chang, Thermal System Design of Brayton Refrigeration Cycle for Production of Subcooled Liquid Nitrogen at 65K, The Korean Society of Mechanical Engineers, pp. 231-234, 2009.
- [26] H. M. Chang, M. J. Chung, M. J. Kim, S. B. Park, Thermodynamic design of methane liquefaction system based on reversed-Brayton cycle, Cryogenics, No. 49, pp. 226-234, 2009.
- [27] H. M. Chang, J. H. Park, K. S. Cha, S. Lee, K. H. Choe, Modified reverse-brayton cycles for efficient liquefaction of natural gas, International Cryocooler Conference, Vol. 17, pp. 435-442, 2012.
- [28] Y. Shin, J. A. Seo, Y. P. Lee, Comparison of Dynamic Operation Performance of LNG Reliquefaction Processes based on Reverser Brayton Cycle and Claude Cycle, Korea Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 20, No. 12, pp. 775-780, 2008.
- [29] Y. P. Lee, Y. Shin, S. H. Lee, K. H. Kim, Boil-Off Gas Reliquefaction System for LNG Carriers with BOG-BOG Heat Exchange, Journal of the Society of Naval Architects of Korea, Vol. 46, No. 4, pp. 444-451, 2009.
- [30] B. S. Ko, B. S. Kim, H. S. Lee, Y. J. Kang, M. S. Kim, J. W. Ko, Study of LNG Reliquefaction Process in LNG Carriers, Journal of the Korean Institute of Gas, Vol. 14, No. 2, pp. 21-27, 2010.

[31] S. Yoshida, H. Hirai, A. Takaike, M. Hirokawa, Y. Aizawa, Y. Kamioka, H. Okamoto, H. Hayashi, Y. Shiohara, New design of neon refrigerator for HTS power machines, AIP Conference Proceedings, Vol. 1218, pp. 1131-1138, 2010.

[32] S. Yoshida, H. Hirai, N. Nara, T. Nagasaka, M. Hirokawa, H. Okamoto, H. Hayashi, Y. Shiohara, Consideration of sub-cooled LN2 Circulation system for HTS power equipment, AIP Conference Proceedings, Vol. 1434, pp. 1649-1656, 2012.

[33] H. Hirai, Y. Suzuki, M. Hirokawa, H. Kobayashi, Y. Kamioka, M. Iwakuma, Y. Shiohara, Development of a turbine cryocooler for high temperature superconductor applications, Physica C, Vol. 469, pp. 1857-1861, 2009.

[34] H. Hirai, M. Hirokawa, S. Yoshida, Y. Kamioka, A. Takaike, H. Hayashi, H. Okamoto, Y. Shiohara, Development of a neon cryogenic turbo-expander with magnetic bearings, AIP Conference Proceedings, Vol. 1218, pp. 895-902, 2010.

[35] H. Hirai, M. Hirokawa, S. Yoshida, N. Nara, S. Ozaki, H. Hayashi, H. Okamoto, Y. Shiohara, Neon Turbo-brayton cycle refrigerator for HTS power machines, AIP Conference Proceedings. Vol. 1434, pp. 1672-1679, 2012.

[36] S. Ozaki, H. Hirai, M. Hirokawa, H. Kobayashi, Development of 10 kW turbo-Brayton refrigerator for HTS power applications, *Materials Science and Engineering* 502, 2019.

[37] N. Naoko, S. Masahiro, Y. Hiroharu, M. Tomoo, Turbo-Brayton refrigerator of yokohama HTS cable project, 2nd International Workshop on Cooling Systems for HTS Applications, 2017.

[38] S. K. Kochunni, K. Chowdhury, LNG boil-off gas reliquefaction by Brayton refrigeration system Part 2: Improvements over basic configuration, *Energy*, Vol. 176, No. 1, pp. 861-873, 2019.

[39] S. K. Kochunni, K. Chowdhury, Comparison between reverse Brayton and Kapitza based LNG boil-off gas reliquefaction system using exergy analysis, *IOP Conference Series Materials Science and Engineering*, Vol. 171, pp. 1-8, 2017.

[40] J. Romero, J. A. Orosa, A. C. Oliveira, Research on the Brayton cycle design conditions for reliquefaction cooling of LNG boil off, *Journal of Marine Science and Technology*, Vol. 17, pp. 532-541, 2012.

[41] J. R. Gomez, M. R. Gomez, R. F. Garcia, A. D. M. Catoira, On board LNG reliquefaction technology: a comparative study, *Polish Maritime Research*, Vol. 21, No. 1, pp. 77-88, 2014.

- [42] Y. Shin, Y. P. Lee, Design of a boil-off natural gas reliquefaction control system, *Applied Energy*, Vol. 86, No. 1, pp. 37-44, 2009.
- [43] T. B. He, Y. L. Ju, Performance improvement of nitrogen expansion liquefaction process for small-scale LNG plant, *Cryogenics*, Vol. 61, pp. 111-119, 2014.
- [44] H. Quack, C. Haberstroh, I. Seemann, M. Klaus, Nelium, a refrigerant with high potential for the temperature range between 27 and 70 K, *Physics Procedia*, Vol. 67, pp. 176-182, 2015.
- [45] M. V. Zagarola, W. L. Swift, H. Sixsmith, J. A. McCormick, M. G. Izenson, Development of a Turbo-Brayton Cooler for 6 K Space Applications, *Cryocooler*, Vol. 12, pp. 571-578, 2003.
- [46] R. W. Hill, J. K. Hilderbrand, M. V. Zagarola, An Advanced Compressor for Turbo-Brayton Cryocoolers, *Cryocoolers*, Vol. 16, pp. 391-396, 2011.
- [47] N. Saji, H. Asakura, S. Yoshinaga, T. Ishizawa, A. Miyake, M. Obata, S. Nagaya, Design of oil-free simple turbo type 65K/6kW helium and neon mixture gas refrigerator for high temperature superconducting power cable cooling, *Advanced Cryogenic Engineering*, Vol. 1, pp. 893-900, 2002.
- [48] Cryostar, Retrieved from <https://cryostar.com/expander/with-oil-brake/>, 2020.

- [49] Prvni Brnenska Strojirna, Catalog of Helium Expansion Turbine, pp. 1, 2020.
- [50] Chart Industries, Retrieved from <https://www.chartindustries.com/Energy>, 2020.
- [51] Linde engineering, Catalog of Coil-wound heat exchangers, pp. 11, 2018.
- [52] Heatric, Catalog of Coil-wound heat exchangers, Retrieved from <https://www.heatric.com/app/uploads/2018/08/Heatric-Corporate-Brochure.pdf>, 2020.
- [53] Swep, Retrieved from <https://www.swep.net/products/b10ts/>, 2020.
- [54] Swep, Retrieved from <https://www.swep.net/industrial-handbook/practical-advice/>, 2020.
- [55] S. Krasae-in, J. H. Stang, P. Neksa, Development of large-scale hydrogen liquefaction processes from 1898 to 2009, International Journal of Hydrogen Energy, Vol. 35, pp. 4524-4533, 2010.
- [56] T. M. Fynn, Cryogenic Engineering second Edition Revised and Expanded, pp. 457, 2005.
- [57] D. Y. Koh, Cryogenic Cooling System Design for High Temperature Superconducting Power Cable, Hanyang University doctoral thesis, 2008.

[58] S. W. Van Sciver, S. Jeong, Cryostat Design Case Studies, Principles and Engineering, International Cryogenics Monograph Series, pp. 7, 2016.

[59] J. D. van der Waals, Over de Continuïteit van den Gas-en Vloeistoftoestand, 1873.

[60] O. Redlich, J. N. S. Kwong, On the Thermodynamics of Solutions. V. An Equation of State. Fugacities of Gaseous Solutions, Chemical Reviews. Vol. 44, No. 1, pp. 233-244, 1949.

[61] G. Saville, Acentric factor, A-to-Z Guide to Thermodynamics Heat and Mass Transfer and Fluids Engineering, 2006.

[62] G. Soave, Equilibrium constants from a modified Redlich-Kwong equation of state, Chemical Engineering Science, Vol. 27, No. 6, pp. 1197-1203, 1972.

[63] D. Y. Peng, D. B. Robinson, A new Two-Constant Equation of State, Industrial and Engineering Chemistry Fundamentals, Vol. 15, No. 1, pp. 59-64, 1976.

[64] B. I. LEE, M. G. Kesler, A generalized thermodynamic correlation based on three parameter corresponding states, American Institute of Chemical Engineers Journal, Vol. 21, No. 3, pp. 510-527, 1975.

- [65] U. Plocker, H. Knapp, J. Prausnitz, Calculation of High-Pressure Vapor-Liquid Equilibria from a Corresponding-States Correlation with Emphasis on Asymmetric Mixtures, *Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development*, Vol. 17, No. 3, pp. 324-332, 1978.
- [66] S. I. Yoo, A Study in cryogenic cascade process for natural gas liquefaction, Pukyong National University doctoral thesis, 2011.
- [67] S. K. Yun, Exergy analysis possessing LNG cold energy, *Magazine of the SAREK*, Vol. 44, No. 2, pp. 26-30, 2015.
- [68] Aspen HYSYS. Version 8.0, Aspen Technology Inc, 2013.
- [69] Z. Shengjun, W. Huaixin and G. Tao, Performance comparison and parametric optimization of subcritical organic rankine cycle(ORC) and transcritical power cycle system for low-temperature geothermal power generation, *energy* 2011, Vol. 88, No. 8, pp. 2740-2754, 2011.
- [70] E. W. Lemmon, M. L. Huber, M. O. McLinden, NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties—REFPROP 10.0, National Institute of Standards and Technology, 2018.
- [71] M. V. Zagarola, K. J. Cragin, J. A. McCormick, Operation of gas bearings at cryogenic temperatures, *Cryogenics* 105, 103001, 2020.

감사의 글

다소 늦게 박사를 진학하게 되었고 학위 과정 및 논문 작성 과정에서 부족한 저의 역량으로 인해 여러 가지 어려움과 아쉬움이 많았지만 주위 많은 분들의 관심과 도움 덕분에 무사히 학위 과정을 마칠 수 있었고 이에 진심으로 깊은 감사의 마음을 올리고자 합니다.

제일 먼저 많이 부족한 저를 학부생에서 박사까지 많은 지도과 큰 가르침을 주시어 학문의 길을 깨닫게 해 주신 존경하는 윤정인 교수님께 깊은 감사를 드립니다. 또한 바쁘신 와중에도 올바른 논문이 될 수 있게 귀한 시간을 내어 아낌없는 가르침을 주신 최광환 교수님, 손창효 교수님, 김재돌 교수님, 이무연 교수님께 머리 숙여 감사드리고 학업을 마칠 수 있게 많은 지도를 해 주신 김종수 교수님, 금중수 교수님, 정석권 교수님, 김은필 교수님께도 감사드립니다.

연구원에 근무하면서 박사를 진학하고 완료할 수 있게 기회를 주신 전 박천홍 원장님과 현 박상진 원장님, 박사 과정을 할 수 있게 배려해 주신 박성제 본부장님과 많은 격려와 조언을 해 주신 고득용 센터장님을 비롯한 한국기계연구원의 모든 임직원분들께 깊은 감사를 드립니다.

그리고 논문을 작성할 수 있게 처음부터 끝까지 성심성의껏 물심양면으로 도와주신 염한길 박사님과 고준석 박사, 본 연구가 성공적으로 이루어질 수 있게 도움을 주신 김효봉 박사님, 홍용주 박사님, 인세환 박사, 박지호 박사, 추상윤 선임, 김종우 선임, 그리고 따뜻한 용기를 주신 최병일 박사님 등 에너지기계연구본부 연구원분들께 깊은 감사의 마음을 전합니다.

연구소 업무를 하면서 학업을 잘 마무리 할 수 있게 동고동락하며 많은 도움을 준 우리 LNG·극저온기계기술 시험인증센터의 이상윤 선임, 김정훈 선임, 서광범 선임, 김모세 박사, 김기덕 선임, 김동민 박사에게 지면상으로

나마 감사함을 전합니다.

또한 논문 작성과 행정적 도움을 준 멋진 최지후 및 정한숨 후배와 김대한 조교님께 감사드리고 자랑스러운 에너지시스템 연구실 선후배님에게도 진심으로 감사의 마음을 전하며 앞으로 더 크게 건승하기를 기원합니다.

많은 조언을 해 주신 이상진 교수님과 힘들 때 큰 힘이 되어 주시고 열의를 지속할 수 있게 도와주신 전기연구원 및 창원대 등 극저온 및 초전도 선후배님, 언제나 옆에서 용기를 주고 바르게 인도해 준 냉동공조학과, 대학 및 초중고 선후배님과 친구들 등 평소 저에게 많은 도움과 용기를 주신 모든 분들께 일일이 다 감사의 말씀을 드리지 못한 점 정말 죄송하고 항상 정말 정말 감사합니다.

박사 과정을 성공적으로 마무리하길 매일 기도해 주시고 헌신적으로 보살펴 주신 아버지와 어머니, 그리고 항상 사위를 믿고 응원하고 신경써주신 장인어른과 장모님께 큰 절을 올립니다. 언제나 힘찬 성원을 보내어준 지은 누나, 재식 형님 및 승호 처남 내외분께 감사드리고 종길, 은수, 인혜, 가영, 주미, 선후 조카들과 함께 기쁨을 나누고 싶습니다.

연구원 생활과 박사 과정을 병행한다고 매일 늦게 퇴근해 남편과 아빠로서의 역할을 잘 못했는데도 따뜻하게 받아주고 끝까지 밀어준 우리 사랑하는 아내 박은경과 많은 시간을 보내지 못했지만 항상 아빠를 좋아해 주고 밝고 큰 꿈을 가지고 자라는 우리 사랑스런 윤희와 다인이에겐 진심으로 미안한 마음과 나의 사랑을 전합니다.

앞으로 모든 분들께 부끄럽지 않는 사람이 되도록 더욱 정진하고 노력하겠습니다. 마지막으로 아버지, 어머니, 장인어른, 장모님, 아내 박은경, 사랑스런 우리 딸 이윤희와 이다인과 가족 모두의 건강과 행운을 빌며 이 논문을 바치고자 합니다.

2021년 2월 이 근 태