



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](#)

공학석사학위논문

CO₂-N₂를 이용한 천연가스
액화사이클의 성능평가



2012년 2월

부경대학교 대학원

냉동공조공학과

곽진우

공학석사학위논문

CO₂-N₂를 이용한 천연가스 액화사이클 성능평가

지도교수 윤 정 인

이 논문을 공학석사학위논문으로 제출함



2012년 2월

부경대학교 대학원

냉동공조공학과

곽진우

곽진우의 공학석사 학위논문을 인준함

2011년 12월

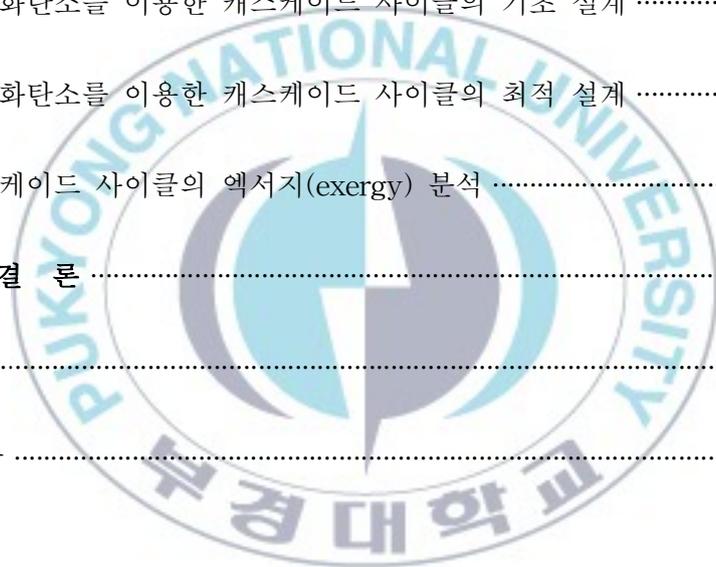


주	심	공학박사	최 광 환	인
위	원	공학박사	김 은 필	인
위	원	공학박사	윤 정 인	인

목 차

Abstract	iii
List of Figures and Tables	iv
Nomenclature	vii
제 1 장 서 론	1
1.1 연구 배경	1
1.2 종래 연구 및 국내외 연구동향	4
1.3 연구 목적	5
제 2 장 연구 이론	6
2.1 설계의 기초 이론	6
2.2 원료가스 액화에 따른 냉매의 조건과 물성 데이터	9
2.3 새로운 액화사이클 설계의 요구	12
제 3 장 시뮬레이션	16
3.1 시뮬레이션 가정 조건 및 원료가스 조성비	16
3.2 기존 액화사이클 분석	17

3.3 CO ₂ -C ₂ H ₆ -N ₂ (3-2-3) 사이클 설계	27
3.4 CO ₂ -N ₂ (3-3) 사이클 설계	31
제 4 장 결과 및 고찰	36
4.1 LNG 열교환기 내 압력강하 선정	36
4.2 이산화탄소를 이용한 캐스케이드 사이클의 기초 설계	46
4.3 이산화탄소를 이용한 캐스케이드 사이클의 최적 설계	58
4.4 캐스케이드 사이클의 엑서지(exergy) 분석	63
제 5 장 결 론	67
참고문헌	70
감사의 글	73



Performance Evaluation of Natural Gas Liquefaction Cycle using CO₂-N₂

Jin-Woo Kwag

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

Abstract

This paper presents a new natural gas liquefaction cycle which utilizes carbon dioxide(CO₂)and nitrogen gas(N₂) cycles. The liquefaction cycle with staged compression was designed and simulated using the HYSYS software for improving cycle efficiency. This included a cascade cycle with a three-stage compression consisting of a CO₂ and a N₂ cycle. These cycles were compared with an optimized staged compression process. The Compressor work, specific energy, and COP (Coefficient of Performance) of the cascade cycles were compared and analyzed. In this study, using C₃H₈-C₂H₄-CH₄ cycle heat exchanger design of LNG and natural gas at a pressure drop of liquefaction cycle, the impact on the identified results, the following conclusions were obtained. Refrigerant pressure drop due to the increase of natural gas, an Compressor work, the average growth rate of 3.8% was shown, specific power showed that the average increased by 3.8%. Using C₃H₈-C₂H₄-CH₄ cycle is based on the newly proposed CO₂-C₂H₆-N₂ and CO₂-N₂ cycle performance of liquid was analyzed whether the exergy. In other words, the refrigerant type, number of streams, the number of compressors, LNG compared the number of heat exchangers, compressor work, COP, compared to specific energy value and also, in addition, by comparing the loss of exergy within the cycle and then the following conclusions were obtained. CO₂-N₂ cycle as the two existing three sectors responsible for the temperature of refrigerant existing in the C₃H₈-C₂H₄-CH₄ by less than a high compression efficiency and the amount shown. However, future improvements than N₂, if the efficiency of the cycle configuration of the device in a smaller unit less trouble, because there are advantages of a simple liquid cycle where space is limited liquefaction cycle for LNG-FPSO is considered as a suitable.

LIST OF FIGURES AND TABLES

List of Figure

- Fig. 2.1 Usable refrigerants for temperature
- Fig. 2.2 T-s diagram of natural gas in LNG plant
- Fig. 2.3 Comparison of pressure levels
- Fig. 2.4 P-h diagram of CO₂ by process
- Fig. 3.1 Schematic diagram of basic cascade cycle
- Fig. 3.2 Schematic and P-h diagram of 2 stage compression direct expansion
- Fig. 3.3 Schematic and P-h diagram of 2 stage compression 2 stage expansion
- Fig. 3.4 Optimized cascade(4-4-5) cycle with intercooler
- Fig. 3.5 Comparison of compressor work in each of cycles
- Fig. 3.6 Comparison of COP in each of cycles
- Fig. 3.7 Detailed configuration of C₃H₈-C₂H₄-CH₄(3-2-3) cycle
- Fig. 3.8. C₃H₈-C₂H₄-CH₄(3-2-3) cycle using HYSYS
- Fig. 3.9 Schematic diagram of CO₂-C₂H₆-N₂ basic cycle
- Fig. 3.10 Detailed configuration of CO₂-C₂H₆-N₂(3-2-3) cycle
- Fig. 3.11 CO₂-C₂H₆-N₂(3-2-3) cycle using HYSYS
- Fig. 3.12 Schematic diagram of CO₂-N₂ basic cycle
- Fig. 3.13 Detailed configuration of CO₂-N₂(3-3) cycle
- Fig. 3.14 CO₂-N₂(3-3) cycle using HYSYS
- Fig. 4.1 Temperature of coldstream inlet with pressure drop in LNG heat exchanger

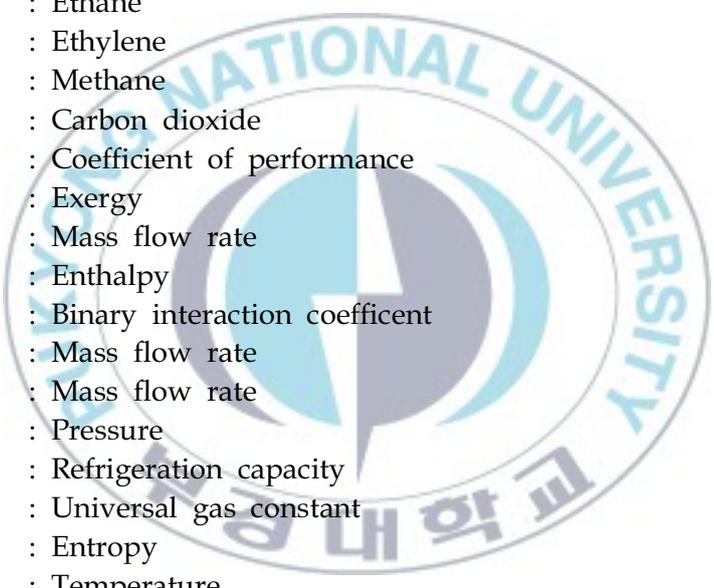
- Fig. 4.2 Temperature of coldstream outlet with pressure drop in LNG heat exchanger
- Fig. 4.3 Pressure drop across the refrigerant flow of $C_3H_8-C_2H_4-CH_4(3-2-3)$ cycle
- Fig. 4.4 Effect of pressure drop of heat exchanger on the compressor work
- Fig. 4.5 Effect of pressure drop of heat exchanger on COP and specific energy
- Fig. 4.6 Effect of pressure drop of heat exchanger on the compressor work growth
- Fig. 4.7 Temperature difference between feed gas and refrigerants of LNG heat exchangers
- Fig. 4.8 Comparison of 1 stage cycle type
- Fig. 4.9 Comparison of temperature difference in LNG heat exchanger of 1 stage cycle type
- Fig. 4.10 Comparison of 2 stage cycle type
- Fig. 4.11 Comparison of temperature difference in LNG heat exchanger of 2 stage cycle type
- Fig. 4.12 Comparison of 3 stage cycle type
- Fig. 4.13 Comparison of temperature difference in LNG heat exchanger of 3 stage cycle type
- Fig. 4.14 Comparison of performance
- Fig. 4.15 Comparison of total exergy loss
- Fig. 4.16 The rate of exergy loss in $CO_2-C_2H_6-N_2(3-2-3)$ cycle
- Fig. 4.17 The rate of exergy loss in $CO_2-N_2(3-3)$ cycle
- Fig. 4.18 Comparison of liquefaction cycle of cumulative exergy loss of compressors

Table List

- Table. 2.1 Exergy loss in different components
- Table. 2.2 Properties of refrigerants in LNG plant
- Table. 3.1 Assumed conditions of simulation
- Table. 3.2 Composition of feed gas(Natural gas)
- Table. 3.3 Details the number of devices with $C_3H_8-C_2H_4-CH_4(3-2-3)$ cycle
- Table. 3.4 Details the number of devices with $CO_2-C_2H_6-N_2(3-2-3)$ cycle
- Table. 3.5 Details the number of devices with $CO_2-N_2(3-3)$ cycle
- Table. 4.1 Properties of feed gas at each locations of $C_3H_8-C_2H_4-CH_4(3-2-3)$ cycle
- Table. 4.2 Comparison of performance in 1 stage cycle type
- Table. 4.3 Comparison of performance in 2 stage cycle type
- Table. 4.4 Comparison of performance in 3 stage cycle type
- Table. 4.5 Properties of feed gas at each locations of $CO_2-C_2H_6-N_2(3-2-3)$ cycle
- Table. 4.6 Properties of feed gas at each locations of $CO_2-N_2(3-3)$ cycle
- Table. 4.7 Comparison of performance

NOMENCLATURE

SYMBOLS



a	: Measure of the attractive forces between the molecules	
b	: Covolume occupied by the molecules	
C_3H_8	: Propane	[-]
C_2H_6	: Ethane	[-]
C_2H_4	: Ethylene	[-]
CH_4	: Methane	[-]
CO_2	: Carbon dioxide	[-]
COP	: Coefficient of performance	[-]
ex	: Exergy	[kW]
G	: Mass flow rate	[kg/s]
h	: Enthalpy	[kJ/kg]
k	: Binary interaction coefficient	[-]
m	: Mass flow rate	[kg/s]
\dot{n}	: Mass flow rate	[kg/h]
P	: Pressure	[kPa, MW]
Q_c	: Refrigeration capacity	[MW]
R	: Universal gas constant	[-]
s	: Entropy	[kJ/kg·°C]
T	: Temperature	[°C, K]
T_o	: Ambient temperture	[°C]
V	: Volume	[m ³]
W_c	: Compressor work	[MW]

GREEK SYMBOLS

Δ : Difference

SUBSCRIPT

Eva : Evaporator

Comp : Compressor

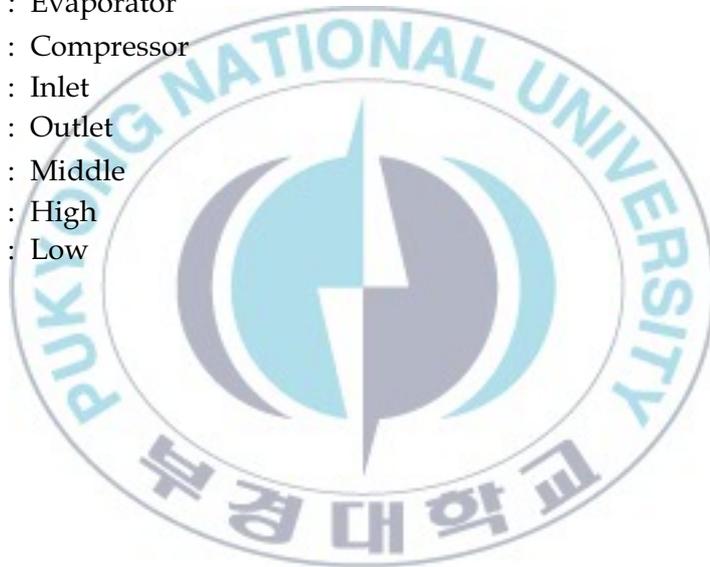
i : Inlet

o : Outlet

m : Middle

H : High

L : Low



제 1 장 서 론

1.1 연구 배경

국제적으로 고유가 현상과 지구 온난화에 대한 환경규제 강화 등으로 석유에 대한 의존도를 줄일 수 있는 대체에너지원에 대한 관심이 높아지고 있다. 대표적인 에너지로 천연가스를 들 수 있다. 특히, 전기에너지와 도시가스 생산으로 인해 천연가스의 비중은 지속적으로 커지고 있다. British Petroleum에서 제공하는 자료에 의하면 천연가스의 분포구역은 유럽과 동유럽에 약 35%, 중동지역에 40%에 있고, 확인 매장량은 전 세계가 향후 60~70년을 사용할 수 있다고 하였다. [1] 더욱이 세계 2위의 천연가스 수입국인 우리나라로서는 많은 관심이 요구되는 에너지원이다. 우리나라의 1차 에너지원의 14% 차지하고 있고, 연간 약 26백만 톤을 해외에서 수입되어 사용한다. 그리고 환경적인 측면에서는 환경 오염물질인 황과 질소 화합물을 배출하지 않는다는 점에서 청정연료라고 불린다. [2] 천연가스는 메탄, 에탄, 프로판, 부탄, 질소, 에틸렌 등과 같이 여러 가지 성분들로 이루어져있으며, 그 중에 메탄이 약 80% 이상을 차지하고 있다. [3],[4]

천연가스의 이송방법은 크게 파이프라인을 이용하여 기체상태의 가스를 이송하는 PNG(Pipeline Natural Gas)방식과 생산지에서 천연가스를 액화시켜 액화상태의 가스를 이송하는 LNG(Liquefied Natural Gas) 그리고 가스전에서 채굴할 수 있는 천연가스 매장량이 적고 시장까지의 이동거리가 먼 경우에 천연가스 하이드레이트를 이용하는 GTL(Gas-To-Liquid)방식이 있다. LNG방식은

PNG, GTL 방식에 비해 다음과 같은 이점이 있다. PNG에 비해 취급이 용이한 액체를 다루므로써 가스운반에 따른 원거리 수송이 가능하고, 수요지로부터 멀리 있는 한계 가스전의 활용이 가능하다. GTL은 타 방식에 비해 기술적인 위험도가 높다.[5] 취급이 용이한 액체로 만들기 위해서는 수송선의 저장 탱크 압력에 맞게 초기 5000kPa를 120.9kPa로 낮추면, 온도는 32℃에서 -158.5℃로 액화 온도에 근접하게 된다. 그러면 체적이 기체에 비해 600배 줄어들어 운송에 더욱 용이하게 된다.

LNG 플랜트 산업에서 핵심 기술인 LNG 액화 기술은 몇몇의 외국 선진 업체들이 독점하고 있으며, 특히 우리나라는 해외 플랜트 건설에 있어서도 전처리 공정, 주변장치 설계 및 단순 건설 영역에 국한되어 있어, 더욱 액화사이클 라이선스에 대한 요구가 절실하다. LNG 플랜트 시장은 97% 정도를 일본과 미국이 차지하고 있으며, Bechtel사는 Phillips사와 Chiyoda 화공은 Shell사와 JGC와 KBR사는 APCI사와 카르텔(Cartel)을 형성하여 플랜트시장을 독점하고 있다. 미국이 특허의 약 80%를 차지하고 있는 것에 비해 우리나라는 1.1%에 머물러 미비한 상태임을 알 수 있다. 각 나라마다 특허 동향을 살펴보면, 미국은 액화공정 기술에 주력을 하고 있으며, 프랑스와 일본은 전처리공정에 한국과 독일은 저장기술에 주력하고 있는 것을 알 수 있다.[4]

LNG 플랜트는 1964년 알제리의 Arzew에 의해 처음으로 상용규모의 LNG 액화플랜트가 가동되기 시작한 이래 5개 정도의 액화공정기술이 개발 적용되어왔

다. 국내의 LNG 액화플랜트 관련기술로는 한국가스공사의 LNG 인수기지 및 저장탱크 설계기술로, 액화플랜트 기술과 유사하고, LNG 액화공정 연구로는 LNG 운반선의 BOG 재 액화장치 개발 및 LNG 신 액화공정을 개발 하고 있다. 그러나 해외 선진국과 비교 할 때 천연가스 액화공정 자체에 대한 설계 및 건설 경험이 전무하며, 주변장치 설계 및 건설 부문에서 Subcontractor 정도로 참여범위가 매우 제한적인 도입기에 해당된다. 따라서 LNG 액화플랜트의 독자적인 액화공정 기술의 보유와 이에 따른 EPC 기술 확보가 세계시장 진입의 필수 조건이다.[6] 액화공정은 캐스케이드에서 SMR(Single MR), C3MR, DMR(Dual MR)로 변화하였으며, 현재까지는 C3MR 공정이 전체 플랜트에서 80%이상을 차지하고 있으나 앞으로는 C3MR을 변형시킨 DMR, PMR, AP-X™으로 대체되어 나갈 가능성이 있다. 1970년대 이후로는 대부분의 액화공정에 C3MR을 사용한 것을 알 수 있으며, 이 공정 또한 시대 변화에 따라 용량이 상당히 증가했다.[5]

1.2 종래 연구 및 국내외 연구동향

LNG 액화공정에 대한 종래 연구를 살펴보면 1960년대부터 시작되었고, Phillips사의 D. L. Address는 캐스케이드 사이클의 발전사에 대해 기술하였다.[7] Kikkawa 외[8]는 CHEMCAD3를 이용하여 예냉각 루프와 팽창기를 적용한 혼합냉매 액화공정을 시뮬레이션 하였고 Terry 외[9]는 HYSYS를 이용하여 대표 액화사이클들을 해석하여 비교 분석하였다. 그리고 Wen-Sheng Cao외[10]는 HYSYS를 이용해서 질소와 메탄을 이용한 액화공정을 시뮬레이션 하여 혼합냉매 공정과 비교 분석하였다. 국내에서는 Yoon 등[11,12,13,14]은 HYSYS를 이용하여 캐스케이드 사이클에 대한 시뮬레이션을 수행하였다. Tatiana Morosuk 등[15]은 캐스케이드 사이클의 유효일을 분석하였으며, Mafi 등[16]은 Olefin Plant에 대하여 캐스케이드 사이클과 MR 사이클의 적용 가능성을 검토하였다. Qualls 등[17]은 필립스 옵티마이저 캐스케이드 사이클의 성능향상을 위한 개선에 대하여 발표하였고, Coggins 등[18]은 마이크로프로세서를 활용하여 캐스케이드 사이클의 성능을 향상시켰으며, Pop 등[19]은 2단 캐스케이드 사이클에 대한 비가역 수학적 분석을 하였다. 그리고 Shimko 등[20]은 HYSYS를 이용하여 J-T 사이클과 역브레이튼 사이클을 적용한 할로젠 신액화 공정에 대하여 연구하였다. Qualls 등[21]은 필립스 옵티마이저 캐스케이드 사이클에 액체 팽창기(Flashing Liquid Expander)를 적용하여 J-T 밸브로 팽창할 때 보다 열효율이 0.61%, LNG 생산량이 약 7% 증가할 수 있다는 시뮬레이션 결과를 제시했다.

1.3 연구 목적

고부가 가치 사업인 LNG 플랜트 시장에 진입을 하기 위해서는 독자적인 액화공정 라이선스와 EPC(Engineering Procurement and Construction) 기술 개발이 요구된다. 기존의 공정과 다른 차별성을 갖기 위해서 신냉매의 사용과 최적화를 유도하는 다른 방법 등이 있어야 한다. 본 연구에서는 초저온 냉동사이클의 기본이며 액화사이클 중 하나인 필립스 옵티마이저 캐스케이드 사이클을 기초로 액화사이클 설계에 있어서 LNG 열교환기 내에 압력강하가 액화사이클에 미치는 영향을 중심으로 그 특성을 파악하여 LNG 열교환기 분야의 압력강하 기준을 제시하는 데 목적이 있다. 그리고 신냉매의 사용을 위해 자연냉매 중에서 무독성, 비가연성을 갖고 있고 오존파괴계수가 0인 이산화탄소와 불활성 냉매로서 사이클의 안정성과 단순성을 기대하게 하는 질소를 적용하였다. 이를 신사이클에 적용하고 엑서지 분석을 통해 그 유용성을 파악하는 것이 두 번째 목적이다. 기존의 액화사이클과 차이점을 분명히 하여 새로운 액화사이클 라이선스의 요구를 충족시킬 것으로 기대해 본다.

제 2 장 연구 이론

2.1 설계의 기초 이론

2.1.1 상태방정식[22]

천연가스(Feed gas, 원료가스라 하며 이하 원료가스라 한다)는 메탄, 에탄, 프로판, 부탄, 질소, 에틸렌 등과 같은 여러 가지 성분들이 혼합되어 있기 때문에 혼합물에 대한 상평형을 계산하기 위해 각 성분 간의 상호작용 관계가 포함되어 있는 Peng-Robinson 식(2.1), (2.2)을 사용 하였다.그리고 혼합물의 엔탈피와 엔트로피를 계산하기 위해 Lee-Kesler-Plocker 식(2.3)을 사용하였다.

$$\begin{aligned} P &= \frac{RT}{V-b} - \frac{a}{V(V+b)+b(V-b)} \\ a &= \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N x_i x_j (a_i a_j)^{0.5} (1 - k_{ij}) \\ b &= \sum_{i=1}^N x_i b_i \end{aligned} \quad (2.1)$$

식(2.1)은 (2.2)로 바뀔 수 있으며

$$\begin{aligned} Z^3 - (1-B)Z^2 + (A-2B-3B^2)Z - (AB-B^2-B^3) &= 0 \\ A &= \frac{aP}{(RT)^2} \quad B = \frac{bP}{RT} \end{aligned} \quad (2.2)$$

식(2.2)에서 Z는 압축계수이며, A와 B는 기체의 상태와 관련되는 계수들이다.

Lee-Kesler-Plocker 식은 극성을 띄지 않는 혼합물에 관련되어 사용될 수 있으

며, 엔탈피와 엔트로피를 계산할 수 있는 식으로 다음과 같다.

$$Z = Z^{(0)} + \frac{w}{w^{(r)}}(Z^{(r)} - Z^{(0)}) \quad (2.3)$$

2.1.2 열역학 방정식[23]

본 시뮬레이션에서는 각 사이클마다 성능을 비교하기 위해 열역학 공식을 이용하였고, 아래에 그 식들을 나타내었다.

$$Q_e = G \cdot (h_{eva,o} - h_{eva,i}) \quad (2.4)$$

$$W_c = G \cdot (h_{com,o} - h_{com,i}) \quad (2.5)$$

$$COP = \frac{Q_e}{W_c} \quad (2.6)$$

여기서, Q_e 는 천연가스로부터 제거되는 열량, W_c 는 열을 이동시키는데 필요한 열량, G 는 냉매 순환량을 나타낸다.

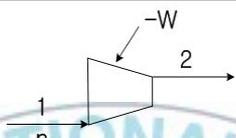
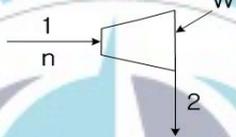
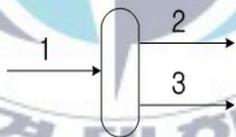
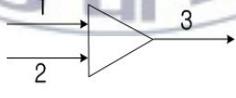
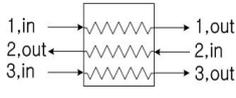
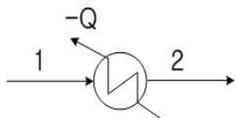
2.1.3 엑서지 분석

액화사이클 내의 열에너지의 질적 유용성을 확인하기 위하여 엑서지(exergy)를 이용하였다. 각각의 액화사이클마다 엑서지 분석을 통하여 COP와 압축일량의 증가를 역으로 추적해보았고 어느 구간에서 많은 손실이 발생하고 그 이유를 확인하였다. 각 사이클의 엑서지 분석은 다음 식을 이용하여 계산하였다.

$$ex_n = \dot{n}\{h_n - (T_0 \cdot s_n)\} \quad (2.7)$$

사이클 내의 각 구성기기에 대한 엑서지 손실을 구하는 식은 Table. 2.1에 나타내었다. 이 계산식을 기본으로 새롭게 설계한 사이클의 엑서지 손실을 비교 및 분석하였다.

Table. 2.1 Exergy loss in different components[24]

Equipment	Symbol	Exergy loss(kW)
Compressor		$\Delta ex_{loss} = ex_1 - ex_2 - W$
Expander		$\Delta ex_{loss} = ex_1 - ex_2 - W$
Expansion valve		$\Delta ex_{loss} = ex_1 - ex_2$
Liquid vapor splitter		$\Delta ex_{loss} = ex_1 - ex_2 - ex_3$
mixer splitter		$\Delta ex_{loss} = ex_1 + ex_2 - ex_3$
LNG heat exchanger		$\Delta ex_{loss} = \sum_{i=1}^n (ex_{i,in} - ex_{i,out})$
Air cooler		$\Delta ex_{loss} = ex_1 - ex_2$

2.2 원료가스 액화에 따른 냉매의 조건과 물성 데이터

LNG방식의 액화사이클 온도 범위는 대략 30 ~ -162℃이다. 원료가스의 초기 온도는 30℃이고 최종 액화온도는 극저온인 -150℃이다. 액화사이클의 대표적인 형태인 캐스케이드 사이클의 열교환 형태는 냉매간의 잠열인데, 이를 얻기 위해서는 액체상태로 J-T 밸브(Joule-Thomson valve)를 통과시켜 냉매를 낮은 온도로 만들어야한다. 그러므로 냉매간의 온도 범위의 중첩이 큰 범위의 원료가스의 온도 구간을 여러 냉매를 통해 낮추는 중요한 변수가 되는 것이다. LNG 액화사이클에 사용되는 대표적인 냉매들의 적용가능 온도 범위와 물성치 값을 Fig. 2.1과 Table. 2.2에 나타내었다.

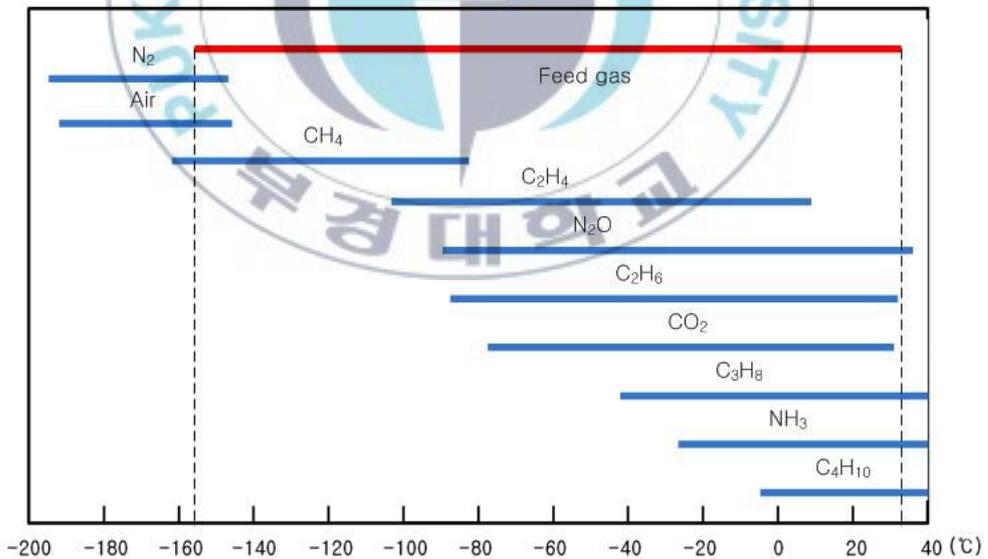


Fig. 2.1 Usable refrigerants for temperature [25]

Table. 2.2 Properties of refrigerants in LNG plant [25]

Refrigerants	Normal boiling point [°C]	Critical temperature [°C]	Critical pressure [kPa]	Freezing point [°C]
C₃H₈ Propane	-41.89	96.83	4,248	-187.53
C₂H₆ Ethane	-88.45	32.32	4,872	-182.65
C₂H₄ Ethylene	-103.70	9.30	5,114	-169.00
CH₄ Methane	-161.34	-82.44	4,599	-182.31
CO₂ Carbon dioxide	-78.33	31.21	7,383	-56.42
N₂O Nitrous oxide	-89.50	36.50	7,221	-102.00
H₂O Water	99.97	373.95	22,064	0.01
N₂ Nitrogen	-195.70	-146.8	3,400	-209.80

Fig. 2.2는 원료가스의 T-s선도이며, 등압선을 통해 각 압력별 원료가스의 응축과정을 확인할 수 있다.

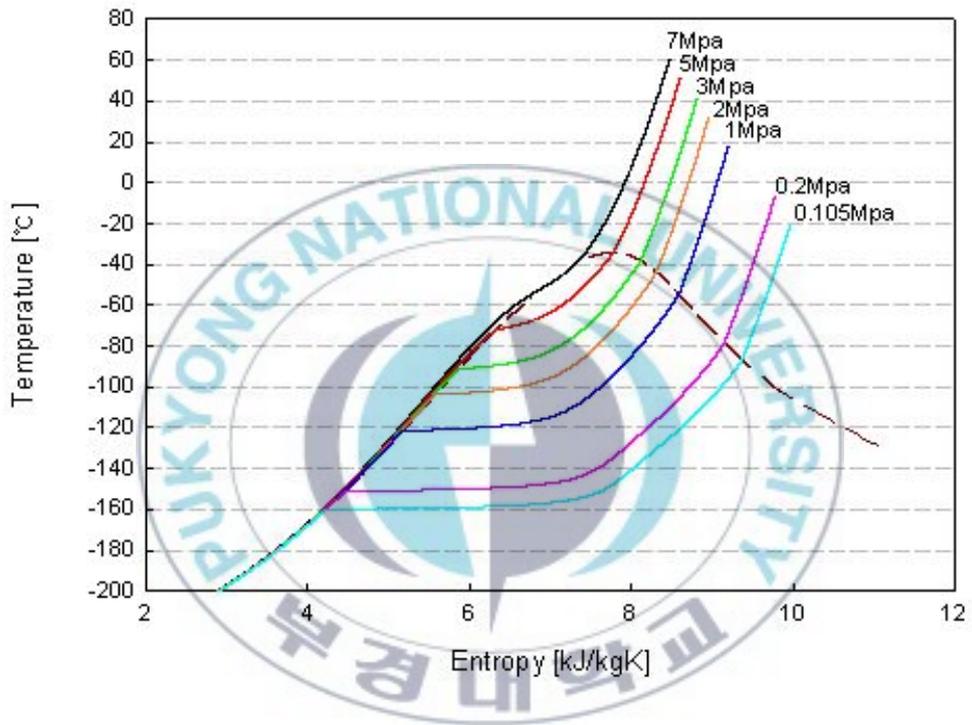


Fig. 2.2 T-s diagram of natural gas in LNG plant [26]

2.3 새로운 액화사이클 설계의 요구

액화사이클에는 순수냉매 액화사이클과 혼합냉매 액화사이클로 나뉜다. 순수 냉매 액화사이클은 열역학적으로 간단하고 효율이 좋으며, 냉매의 조합, 냉매의 온도를 쉽게 산정할 수 있어 열역학적 분석에 용이하다. 이에 반해 여러 냉매를 혼합하여 만드는 혼합냉매 액화사이클은 현열을 이용한 열교환으로 효율면에서 뛰어나지만, 조성비를 맞추기 어렵고 더욱이 열역학적 해석에는 많은 변수를 만들어낸다. 이번 연구는 순수 냉매를 통한 액화사이클의 열역학적 해석에 중점을 두기에 순수 냉매 액화사이클을 이용하였다. 순수 냉매 액화사이클에는 그 시초라 할 수 있는 캐스케이드 액화사이클이 있다. 캐스케이드 액화사이클은 ConocoPhillips사가 소유권을 갖고 있으며, 여기에 효율위주로 최적화한 사이클이 필립스 옵티마이저 캐스케이드 사이클이다. 이 사이클도 ConocoPhillips사가 독점적인 권한을 갖고 있기에 장치 내부의 세부적인 데이터 값을 알기 어렵다. 하지만 냉매 종류와 증발온도와 응축온도는 공개되어 있기에, 이를 바탕으로 상용프로그램인 HYSYS를 이용하여 몇몇의 모사가 이루어지고 있다. 추가로 필립스 옵티마이저 캐스케이드 사이클에 사용된 냉매는 순수 냉매인 메탄, 에틸렌, 프로판이다.

본 연구에 새로운 사이클을 위하여 이산화탄소, 질소 냉매를 적용하였는데, 그 이유로는 냉매를 다르게 함으로써 기존 사이클과 차별성을 가질 수 있기 때문이다. 그리고 냉매의 선택이유로는 이산화탄소는 자연냉매 중에서 무독성, 비

가연성과 오존파괴계수가 0이라는 장점과 질소는 열적으로 평형하고 불활성등의 장점을 가지고 있기 때문이다. 하지만 이산화탄소는 임계 압력이 약 7.834 MPa, 임계온도는 약 31.06 °C여서 응축온도 40°C인 공랭식의 사이클을 설계하는 데 있어 향후 어려움이 될 수 있다. Fig. 2.3은 이산화탄소와 타 냉매와의 비교를 나타내었다. 임계온도를 넘어서는 구간 즉, 초임계 영역으로 응축기의 온도가 40°C인 기존의 공정에 적용하기에는 어려움이 있다. 이번 연구와는 별개로 초임계를 넘어서는 분야인 Transcritical process 대해서 연구가 국내외로 계속 진행 중에 있다. 본 연구에서 사이클 시뮬레이션 프로그램으로 사용한 HYSYS에서의 Peng-Robinson 상관식은 임계상태에서만 적용 가능하여 정확한 이산화탄소의 상태 값을 구할 수 없었다. 그렇기에 다소 효율은 떨어지더라도 시장에서 검증을 받은 Subcritical process을 이용하였다. Fig. 2.4는 이산화탄소의 임계온도를 기준으로 한 시스템을 표현한 것이다. [26]

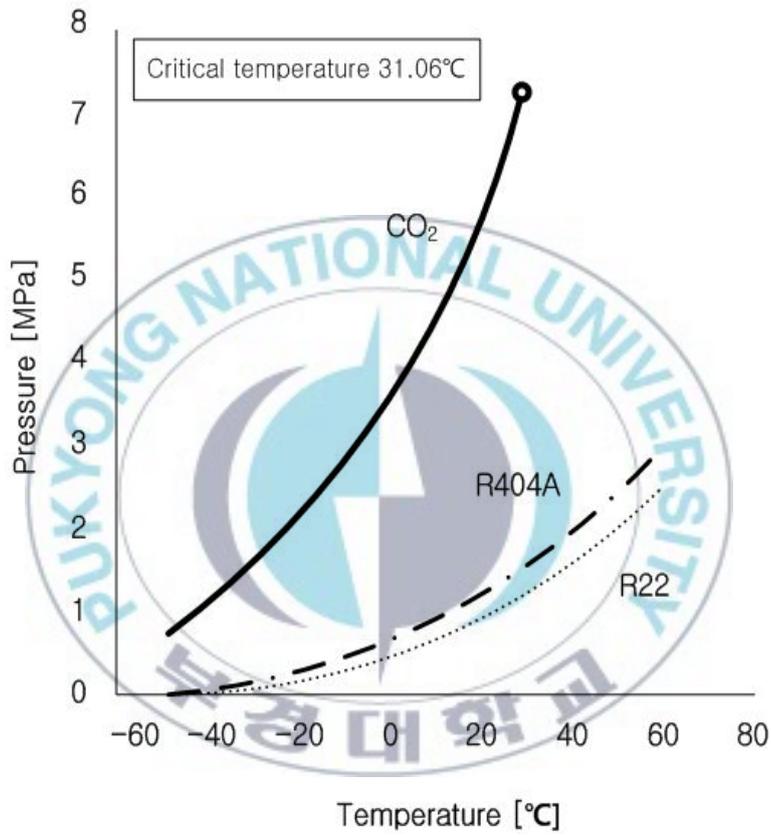


Fig. 2.3 Comparison of pressure levels [27]

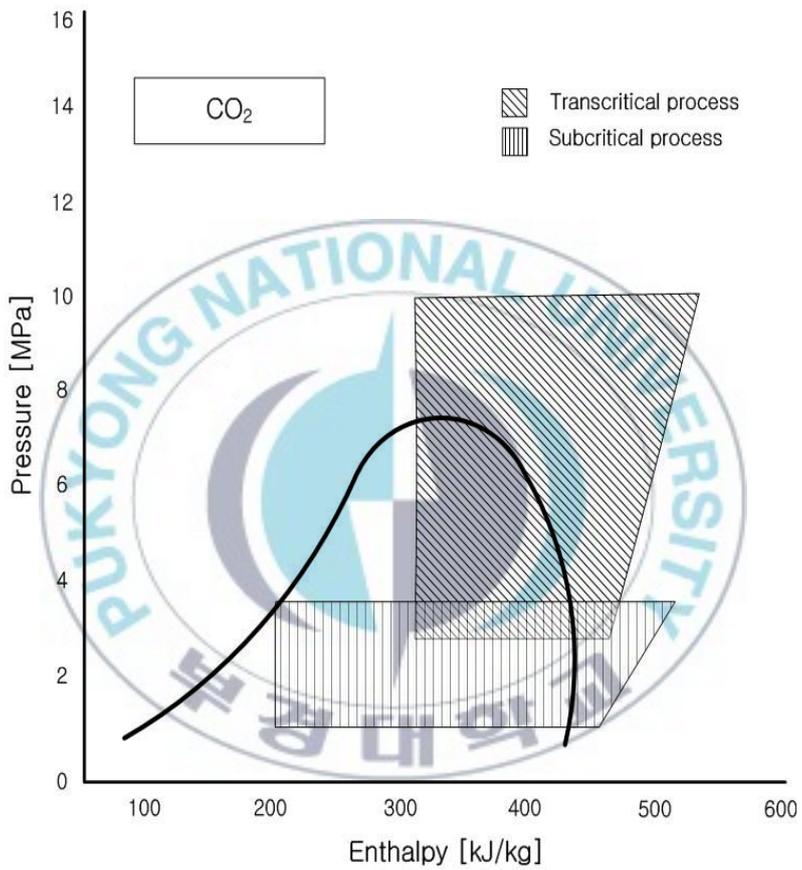


Fig. 2.4 P-h diagram of CO₂ by process [27]

제 3 장 시물레이션

3.1 시물레이션 가정 조건 및 원료가스 조성비

본 연구에서 사용되는 원료가스의 구성요소는 한국가스공사 삼척기지에서 제공된 조성비를 기준으로 하였다. Table. 3.1에 시물레이션 가정 조건을 나타내었으며, 원료가스의 유량은 트레인 용량 5MTPA(Million Ton Per Annum)를 기준으로 설정하였다. 그리고 Table. 3.2에 수분, 이산화탄소, 수은, 중질의 탄화수소계 가스를 제외하고 평균화되어진 원료가스의 조성비를 나타내었다.

Table. 3.1 Assumed conditions of simulation [28]

Feed gas mass flow	[kg/h]	570,600
Feed gas temperature	[°C]	32
Feed gas pressure	[kPa]	5000
Liquefaction temperature	[°C]	-157.9
Air cooler outlet temperature	[°C]	40
Air cooler outlet temperature	[°C]	30 (CO ₂)

Table. 3.2 Composition of feed gas(Natural gas) [28]

Component	Mole fraction [%]
Nitrogen	0.0022
Methane	0.9133
Ethane	0.0536
Propane	0.0214
I-Butane	0.0046
n-Butane	0.0047
I-Pentane	0.0001
n-Pentane	0.0001
Total	1

3.2 기존 액화사이클 분석

3.2.1 캐스케이드 액화사이클의 기본이론

액화사이클에서 가장 기초가 되는 캐스케이드 액화사이클은 Fig 3.1에서 나타난 것과 같이 세 가지 순수 냉매(메탄, 에탄 혹은 에틸렌, 프로판)를 이용한다. 각 사이클의 냉각기는 공랭식 냉각기를 사용하는데, 고온 고압의 냉매를 약 40℃까지 냉각시키게 된다. 원료가스는 세 개의 열교환기를 지나면서 냉각이 되며, 각각의 사이클에서 프로판 증발기는 에틸렌 냉매의 응축기 역할을 하고 에틸렌 증발기는 메탄 냉매의 응축기 역할을 한다. 세 개의 열교환기를 거쳐 단계적으로 프로판 사이클에서 약 -40℃까지, 에탄 혹은 에틸렌 사이클에서 약 -95℃까지, 마지막 메탄 사이클에서 원료가스를 약 -162℃까지 냉각시키는 사이클이다.

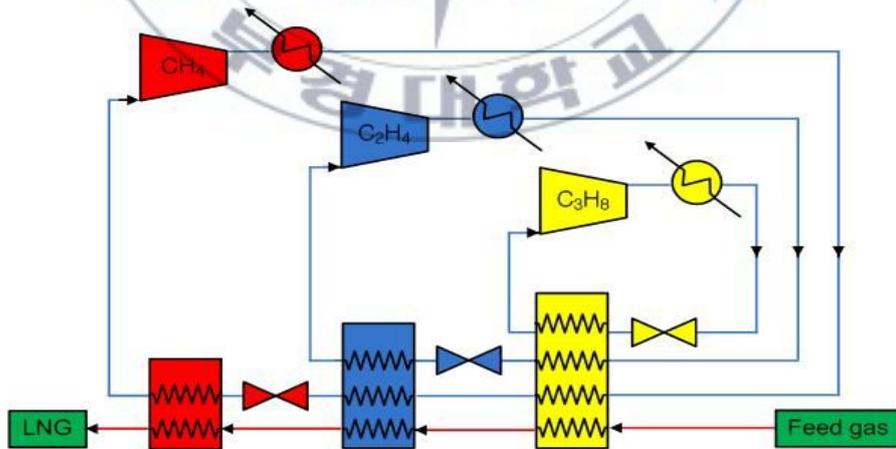


Fig. 3.1 Schematic diagram of basic cascade cycle

3.2.2 액화사이클 설계의 압축방식

필립스 옵티마이저 캐스케이드 사이클을 모사하는 과정에 있어 압축방식의 개념을 확립하는 것이 중요하다. 예를 들어 다단 압축 방식에는 2단 압축 1단 팽창방식과 2단 압축 2단 팽창방식을 적용하는 것을 들 수 있겠다. 먼저 기존의 종래연구를 Fig. 3.2와 Fig. 3.3를 통해 살펴보면 2단 압축 방식의 기본 개념도를 알 수 있다.

먼저, 2단 압축 1단 팽창방식은 저단의 팽창밸브로 가기 중간 냉각기를 적용하여 응축기를 통과한 액체상태의 냉매 일부를 바이패스 시켜 주 냉매를 과냉각 시키는 것을 알 수 있다. 중간 냉각기(Inter cooler)에서 주 냉매를 과냉각시키고 증발한 저온저압의 기체상태 냉매는 1단 압축기 토출 gas와 혼합되어 2단 압축기로 유입되어 온도를 낮춤으로써 과열압축을 방지한다. 과냉각으로 인해 증발기로 유입되는 팽창밸브 출구 측의 건도가 0에 가깝게 접근하여 전체적인 냉동효과는 증가한다. 그리고 2단 압축 2단 팽창방식은 팽창 밸브를 두 개 사용하며 1단 팽창밸브를 거친 저온저압의 냉매는 기액분리기(Separator)를 통하는 것을 알 수 있다. 저온의 기체 냉매는 1단 압축기 토출 gas와 혼합되어 2단 압축기로 유입되면서 2단 압축기의 과열압축을 방지한다. 1단 팽창 밸브를 지난 주냉매는 다시 2단 팽창 밸브에서 다시 팽창되어 증발기로 유입된다. 이 또한 냉매를 나누어 2단으로 팽창시킴으로써 팽창밸브 출구 냉매의 건도가 0에 가깝게 접근하여 전체적인 냉동효과가 증가한다. 2단 압축 1단 팽창방식을 적용한

연구로는 프로판 사이클과 에틸렌 사이클에서는 4단 압축 3단 팽창 방식, 메탄 사이클에서는 5단 압축 4단 팽창 방식을 적용하여 중간 냉각기 역할을 하는 인터쿨러를 적용하여 시뮬레이션을 해보았다. 연구 방법은 세 개의 사이클을 비교하는 것으로 하였다. 첫 번째 사이클은 기존의 필립스 옵티마이저 캐스케이드(3-2-3) 사이클, 두 번째 사이클은 첫 번째 사이클에 인터쿨러를 적용한 사이클 그리고 세 번째 사이클은 두 번째 사이클의 단수를 조정하여 최대 효율을 내는 사이클(옵티마이저 캐스케이드(4-4-5) 사이클)이다. 각각의 사이클을 비교한 결과, 압축일량에 대하여 필립스 옵티마이저 캐스케이드 사이클에 비해 인터쿨러만 적용한 사이클은 1.9%, 옵티마이저 캐스케이드(4-4-5) 사이클은 5.8%로 감소하였다. 그리고 COP의 경우에 인터쿨러만 적용한 사이클은 4.1%, 옵티마이저 캐스케이드(4-4-5) 사이클은 5.8% 증가하였다.

Fig. 3.4에 옵티마이저 캐스케이드(4-4-5) 사이클의 개략도를 나타내었다. Fig. 3.5와 Fig. 3.6에 압축일량과 COP 비교 그래프를 나타내었다. 하지만 압축단수를 늘리는 부분에 대해서는 장치의 복잡성과 비용 문제에 관하여 많은 문제점을 갖고 있는 것으로 생각된다.[14]

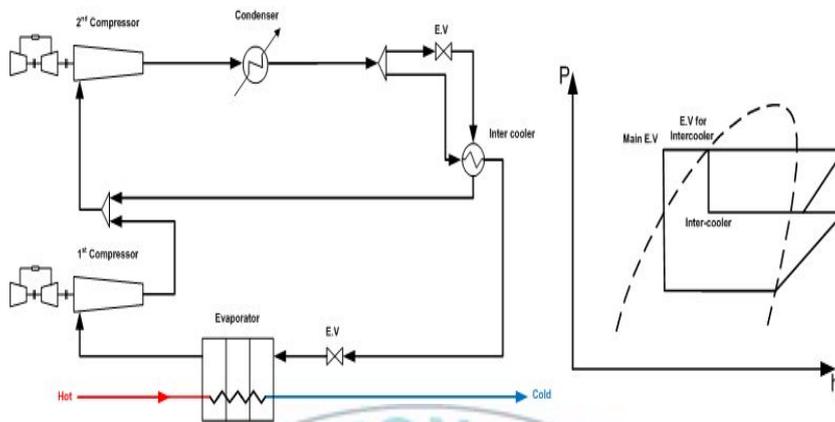


Fig. 3.2 Schematic and P-h diagram of 2 stage compression direct expansion [29]

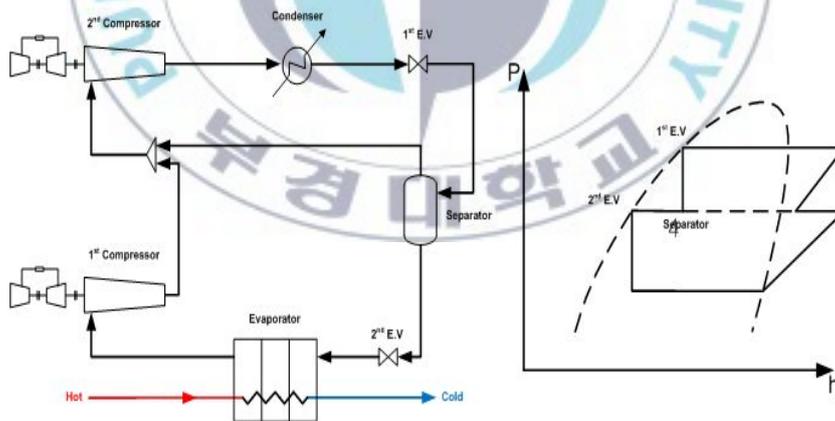


Fig. 3.3 Schematic and P-h diagram of 2 stage compression 2 stage expansion [29]

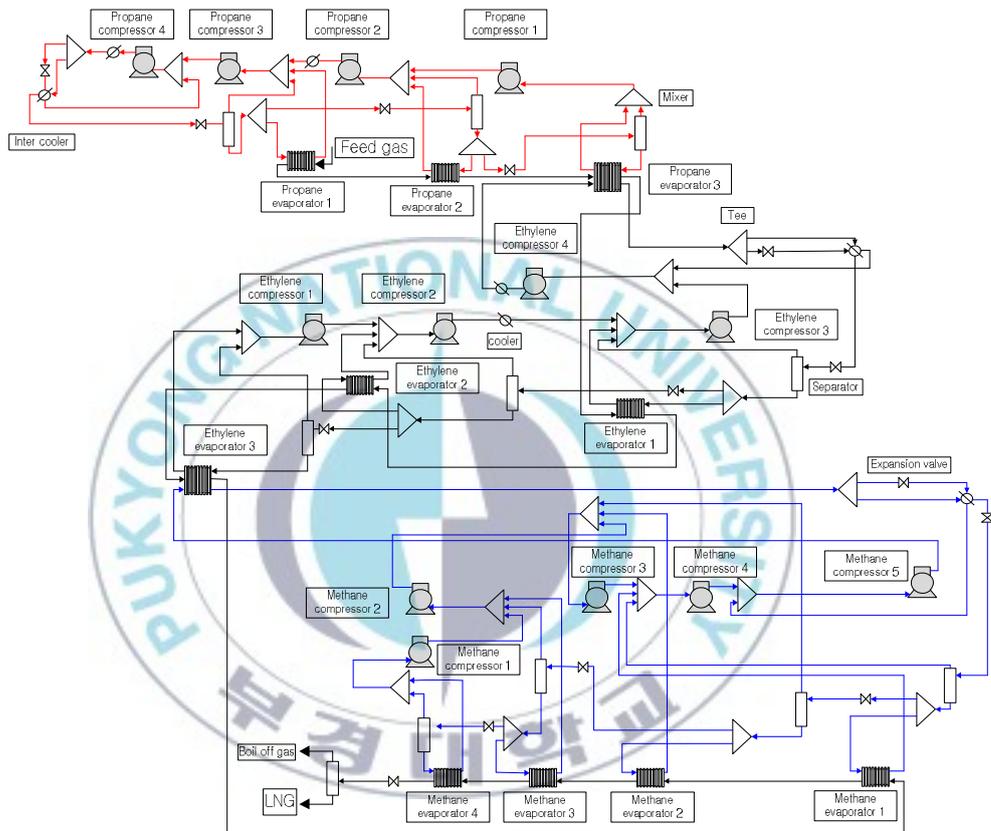


Fig. 3.4 Optimized cascade(4-4-5) cycle with intercooler [14]

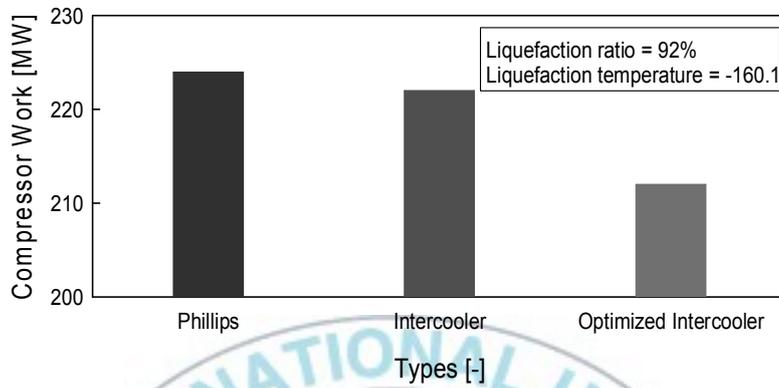


Fig. 3.5 Comparison of compressor work in each of cycles [14]

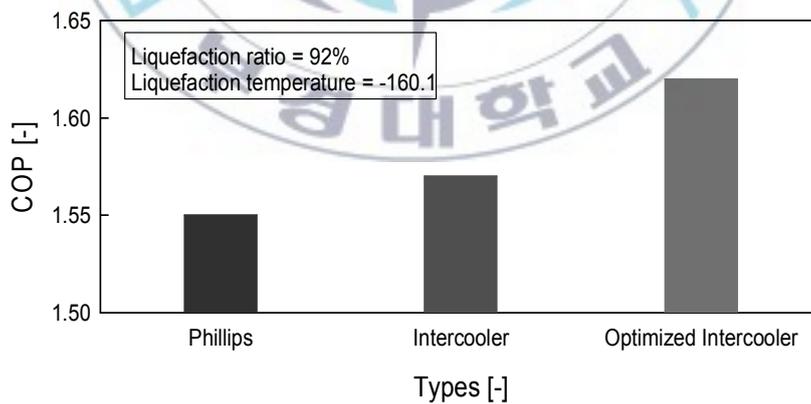


Fig. 3.6 Comparison of COP in each of cycles [14]

3.2.3 HYSYS를 이용한 필립스 옵티마이저 캐스케이드(3-2-3) 사이클의 모사

Fig. 3.7은 캐스케이드 사이클 방식을 기준으로 한국가스공사 삼척기지 천연가스 조성비를 적용한 필립스 옵티마이저 캐스케이드(3-2-3) 사이클(이하 모사를 통하여 만든 사이클은 $C_3H_8-C_2H_4-CH_4(3-2-3)$ 사이클이라 한다)의 개략도를 나타내었다. 세 개의 개별적인 사이클로 구성되어 있으며 각각의 사이클의 액화 방식은 냉매의 고압을 이용한 뒤 팽창밸브를 거치는 교축 과정(Throttling process)동안에 발생하는 온도강하를 통해 원료가스와 열교환하는 방식이다. 열교환기 ①에서 ③까지는 프로판을, ④에서 ⑥까지는 에틸렌을, ⑦에서 ⑨까지는 메탄이 각각 냉매로써 작용한다. Fig. 3.8은 HYSYS를 이용하여 시뮬레이션을 완성한 $C_3H_8-C_2H_4-CH_4(3-2-3)$ 사이클의 화면을 나타낸 것이다.

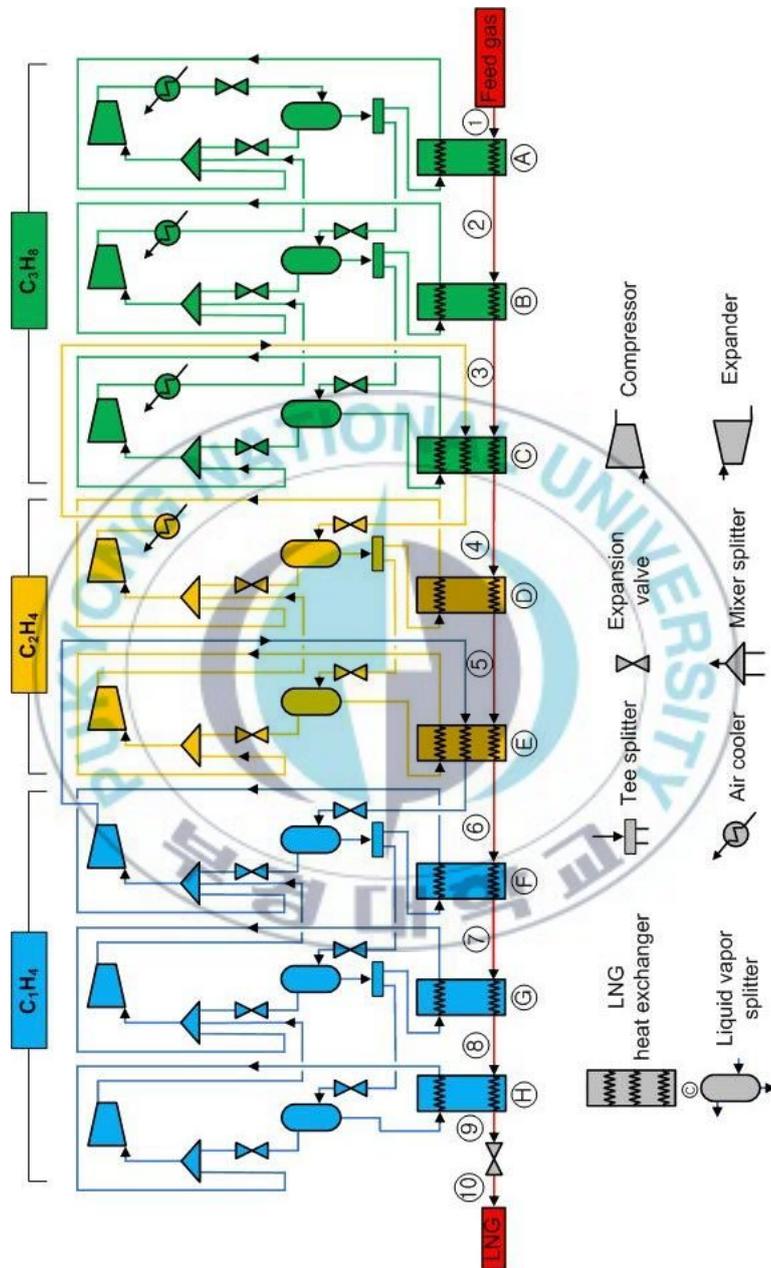


Fig. 3.7 Detailed configuration of C_3H_8 - C_2H_4 - CH_4 (3-2-3) cycle

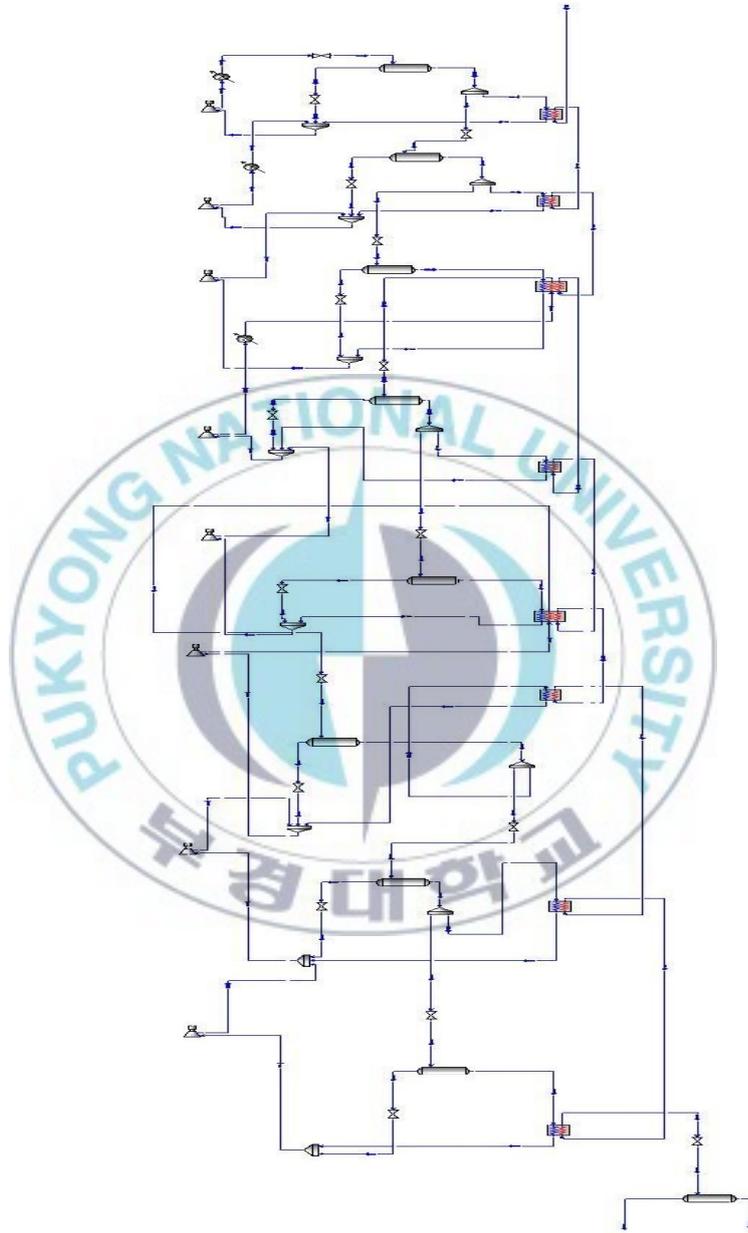


Fig. 3.8 C₃H₈-C₂H₄-CH₄(3-2-3) cycle using HYSYS

Table. 3.3에는 $C_3H_8-C_2H_4-CH_4(3-2-3)$ 사이클 내를 순환하는 냉매의 종류, 스트림의 수, 압축기의 수, LNG 열교환기의 수를 나타낸 것이다.

Table. 3.3 Details the number of devices with $C_3H_8-C_2H_4-CH_4(3-2-3)$ cycle

	C_3H_8 cycle	C_2H_4 cycle	CH_4 cycle
Refrigerant	Propane	Ethylene	Methane
Number of streams	25	18	27
Number of compressors	3	2	3
Number of heat exchangers	3	2	3

3.3 CO₂-C₂H₆-N₂(3-2-3) 사이클 설계

Fig. 3.9와 같이 이번 연구에 새롭게 만들어진 CO₂-C₂H₆-N₂(3-2-3) 사이클은 세 개의 순수냉매와 세 개의 열교환기를 사용하는 점에서 C₃H₈-C₂H₄-CH₄(3-2-3) 사이클과 흡사하다. 하지만 프로판 대신 이산화탄소를 사용하였으며, 최저단 부분을 메탄이 아닌 질소를 사용하여 현열변화로써 열교환이 일어나도록 설계하였다. 질소의 현열변화는 원료가스와의 온도차를 줄임으로써 비슷한 곡선을 띄게 된다. 즉, 열역학적 열손실을 줄여드는 장점이 있다. 하지만, 압축일량이 늘어나 냉매량이 증가 할 수 있는 단점도 있다. 본 연구에서는 C₃H₈-C₂H₄-CH₄(3-2-3) 사이클과 직접적인 비교를 위해 압축단수를 각 냉매별 3, 2, 3 단으로 구성하였다. 개략도를 Fig. 3.9에 나타내었고, 좀 더 자세한 세부 개략도를 Fig. 3.10에 나타내었다.

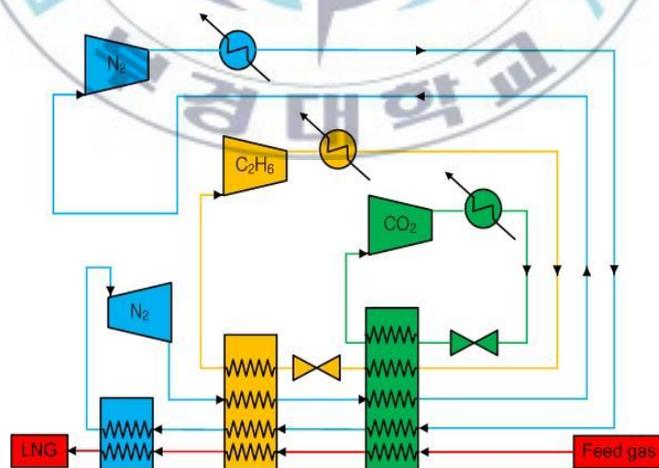


Fig. 3.9 Schematic diagram of CO₂-C₂H₆-N₂ basic cycle

세부적으로 살펴보면 세 개의 독립적인 사이클인 이산화탄소 사이클, 에탄 사이클, 질소 사이클로 구성되어 있으며 LNG 열교환기 ①에서 이산화탄소, ②에서 에탄, ③에서는 질소가 각각 냉매로써 작용하여 원료가스를 액화시킨다. 동시에 세 개의 독립된 사이클에서 이산화탄소 사이클의 증발기는 에탄 사이클의 응축기 역할을 하며, 에탄 사이클의 증발기는 질소 사이클의 응축기 역할도 한다. 기존의 캐스케이드 사이클 방식과 마찬가지로 원료가스는 세 개의 LNG 열교환기를 거치면서 단계적으로 온도가 낮아진다. 즉, 원료가스는 이산화탄소 사이클에서 약 -25°C 까지, 에탄 사이클에서 약 -75°C 정도까지, 질소 사이클을 지나고 팽창밸브(④-⑤사이)를 거쳐 -158.5°C 정도의 액화된 원료가스(LNG)된다. 이때 LNG의 액화율은 팽창밸브에 의해 약 92%내외가 된다.

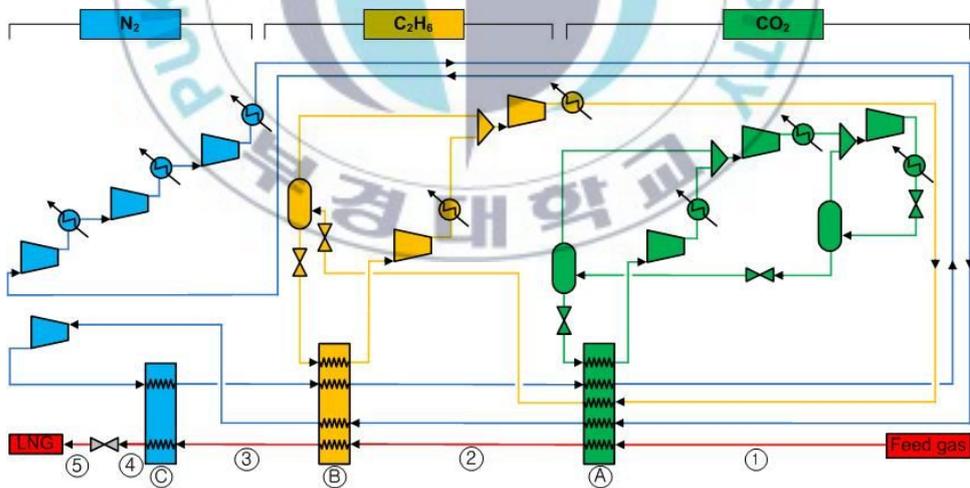


Fig. 3.10 Detailed configuration of CO₂-C₂H₆-N₂(3-2-3) cycle

이를 기초로 $\text{CO}_2\text{-C}_2\text{H}_6\text{-N}_2(3\text{-}2\text{-}3)$ 사이클을 HYSYS를 통해 시뮬레이션한 화면을 Fig. 3.11에 나타내었다.

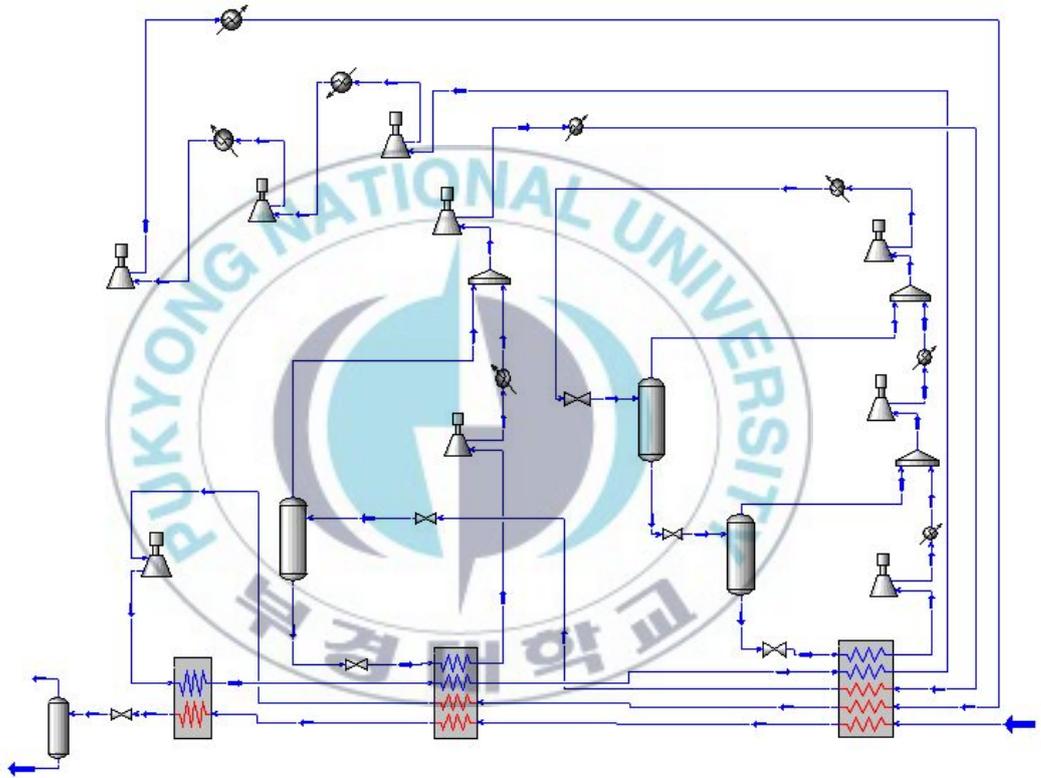


Fig. 3.11 $\text{CO}_2\text{-C}_2\text{H}_6\text{-N}_2(3\text{-}2\text{-}3)$ cycle using HYSYS

Table. 3.4은 CO₂-C₂H₆-N₂(3-2-3) 사이클 내를 순환하는 냉매의 종류, 스트림의 수, 압축기의 수, LNG 열교환기의 수를 나타낸 것이다.

Table. 3.4 Details the number of devices with CO₂-C₂H₆-N₂(3-2-3) cycle

	CO ₂ cycle	C ₂ H ₆ cycle	N ₂ cycle
Refrigerant	Carbon dioxide	Ethane	Nitrogen
Number of Streams	16	11	12
Number of compressors	3	2	3
Number of heat exchangers	1	1	1

3.4 CO₂-N₂(3-3) 사이클 설계

순수 냉매를 이용하는 액화사이클에서는 압축 단수를 줄이면서 높은 효율을 내는 것이 중요하다. 앞서 Fig. 3.6에서 보면 옵티마이저 캐스케이드(4-4-5) 사이클이 효율면에서 기존의 필립스 옵티마이저 캐스케이드(3-2-3) 사이클보다 낮지만, 압축단수의 증가로 비용적인 문제로 실질적으로 활용하기 어려운 문제점이 지적되었다. 이에 추가의 실험적 결과로 대부분의 캐스케이드 사이클에서 3단 이하로 줄어들게 되면 보다 나은 효율을 기대하기 어려운 측면도 있다. 이에 대표적인 사이클은 3단에서 마무리되는 실정이다. 본 연구는 압축단수를 줄이는데에 한발 더 나아가 하나의 냉매 사이클을 줄임으로써 공정의 복잡성을 낮추는 이점을 기대하여 CO₂-N₂(3-3) 사이클을 설계하였다. Fig. 3.12와 같이 순수냉매와 열교환기를 사용하는 점에서 캐스케이드 사이클과 흡사하다. 하지만 프로판 대신 이산화탄소를 사용하였으며 중간온도 구간을 담당하던 에틸렌과 최저단 부분의 메탄을 질소가 혼자 담당함으로써 원료가스와 현열변화로 열교환을 할 수 있게 하였다. 하지만, 질소의 현열변화는 냉각되는 원료가스와의 온도차를 줄임으로써 열역학적 열손실을 줄일 수 있으나 압축일량이 증가할 수 있는 단점도 나타났다. 본 연구에서는 C₃H₈-C₂H₄-CH₄(3-2-3) 사이클과의 직접적인 비교를 위해 압축단수를 각 냉매별 3-3단으로 구성하였다. 시뮬레이션 기본조건에서 각 사이클의 응축온도는 Ai-cooler를 사용한다는 가정 하에 40℃로 정하였지만 이산화탄소의 물성 특성상 외기온도가 40℃일 경우 초임계 상태로 들어가게

된다. 하지만 시뮬레이션 프로그램으로 사용한 HYSYS에서의 Peng-Robinson 상관식은 임계상태에서만 적용 가능하여 정확한 이산화탄소의 상태 값을 구할 수 없었다. 즉, 초임계 영역으로 응축기의 온도가 40℃인 기존의 공정에 적용하기에는 어려움이 있다. 초임계를 넘어서는 분야인 Trans-critical process 대해서 HYSYS 내에 구동이 어려운 부분이 있기에 임계온도보다 낮은 Subcritical process를 적용하였다. 이산화탄소 응축기 부분에서는 30℃로 하였고 다른 냉매 응축기부분에는 40℃로 하였다.

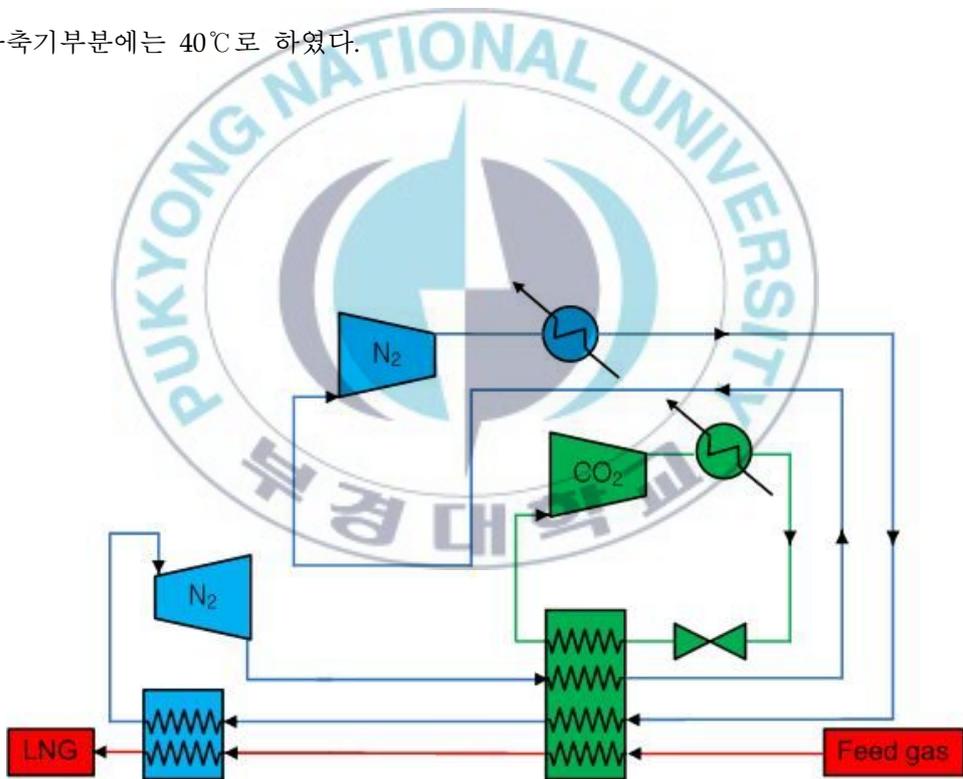


Fig. 3.12 Schematic diagram of CO₂-N₂ basic cycle

Fig 3.13은 세분화된 개략도를 나타낸 것이다. 두 개의 독립적인 사이클인 이산화탄소 사이클, 질소 사이클로 구성되어 있으며 LNG 열교환기 ①에서 이산화탄소, ②에서는 질소가 각각 냉매로써 작용하여 원료가스를 액화시킨다. 동시에 두 개의 독립된 사이클에서 이산화탄소 사이클의 증발기는 질소 사이클의 응축기 역할을 한다. 기존의 캐스케이드 사이클과 마찬가지로 원료가스는 두 개의 LNG 열교환기를 거치면서 단계적으로 온도가 낮아진다. 즉, 원료가스는 이산화탄소 사이클에서 약 -55°C 까지, 질소 사이클을 지나고 팽창밸브(③-④사이)를 거쳐 -159°C 정도의 액화된 원료가스(LNG)된다. 이때 LNG의 액화율은 팽창밸브에 의해 발생하는 가스가 있으므로 약 92%내외가 된다.

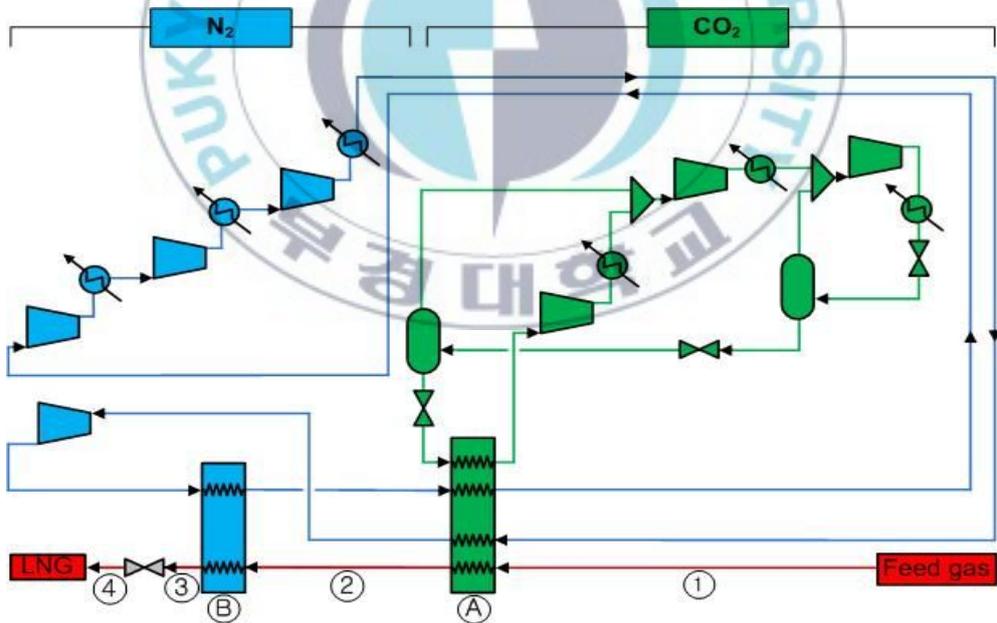


Fig. 3.13 Detailed configuration of CO₂-N₂(3-3) cycle

CO₂-N₂(3-3) 사이클을 HYSYS를 통해 시뮬레이션한 화면을 Fig. 3.14에 나타내었다.

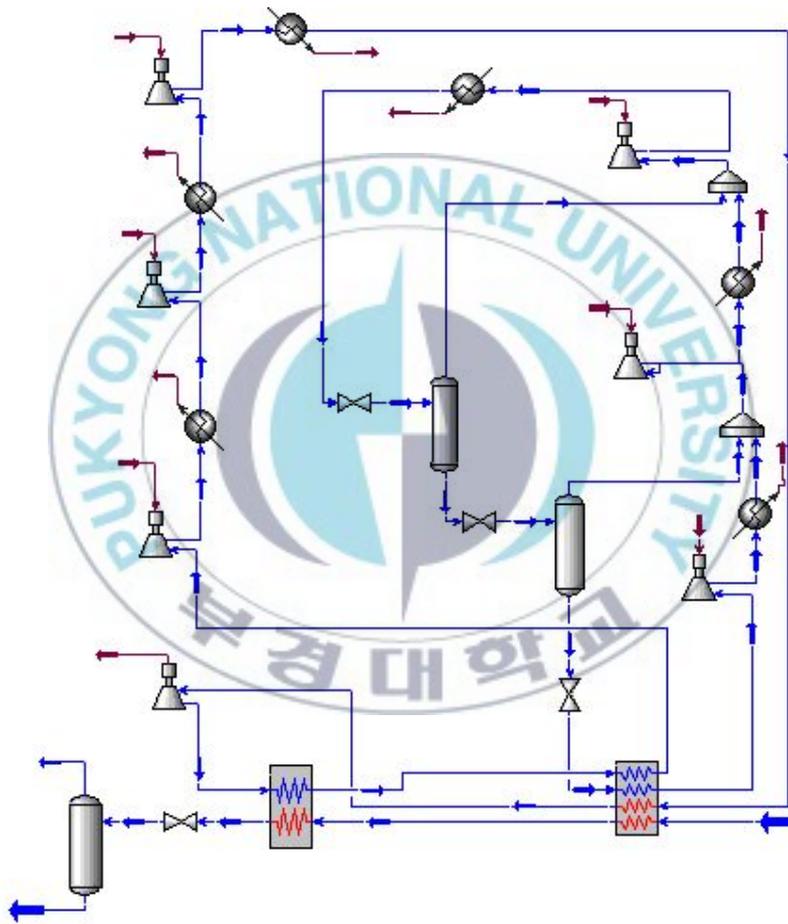


Fig. 3.14 CO₂-N₂(3-3) cycle using HYSYS

Table. 3.5는 CO₂-N₂(3-3) 사이클을 순환하는 냉매의 종류, 스트림의 수, 압축기의 수, LNG 열교환기의 수를 나타낸 것이다.

Table. 3.5 Details the number of devices with CO₂-N₂(3-3) cycle

	CO₂ cycle	N₂ cycle
Refrigerant	Carbon dioxide	Nitrogen
Number of Streams	16	10
Number of compressors	3	3
Number of heat exchangers	1	1

제 4 장 결과 및 고찰

4.1 LNG 열교환기 내 압력강하 선정

4.1.1 압력강하에 따른 $C_3H_8-C_2H_4-CH_4(3-2-3)$ 사이클 변화

액화사이클을 설계하는 데 있어 LNG 열교환기내의 냉매와 원료가스의 압력강하를 고정시켜야만 일정한 COP를 얻을 수 있다. 하지만 어느 정도의 압력강하가 적당한 지에 대한 자료가 부족하므로 새로운 액화사이클을 설계에 앞서 기본이 되는 $C_3H_8-C_2H_4-CH_4(3-2-3)$ 사이클을 이용하여 열교환기내의 적정 압력강하를 시뮬레이션하였다.

우선 8개의 메인 LNG 열교환기 내 냉매와 원료가스의 압력강하를 변화시켰을 때, LNG 열교환기 내 입출구의 온도와 유량 변화에 어떠한 영향을 미치는지 살펴보고자 하였다. Fig. 4.1은 LNG 열교환기 내 냉매와 원료가스의 압력변화에 따른 냉매 입구의 온도변화를 나타낸 것이다. LNG 열교환기 내 냉매와 원료가스의 압력강하에 의한 온도변화가 8개의 LNG 열교환기 내에서 어떻게 나오는지 확인하였다. 그 결과, 입구 냉매온도가 크게 변하는 열교환기와 그렇지 않은 열교환기로 나타났다. 원료가스와의 열교환을 담당하는 Fig. 3.7의 A, B, E, F, G는 입구 냉매온도의 변화가 없었으며, C, D, H는 입구 냉매온도가 변화하는 것으로 나타났다.

추가적으로 LNG 열교환기의 출구 냉매온도와 압력강하의 관계에 대한 결과는

Fig. 4.2에 나타내었다. 대부분의 LNG 열교환기는 출구 냉매 온도에는 변화가 없었지만, D의 LNG 열교환기의 냉매 출구온도는 증가하였다. 그 이유는 상위 냉매 사이클과 하위 냉매 사이클의 교차지점에 있는 LNG 열교환기에서 냉매 압력강하의 영향을 받았기 때문이라 생각된다. 냉매의 스트림이 많은 LNG 열교환기에서 많은 온도변화를 나타냈는데, 특히 중간 사이클인 에틸렌 사이클에서 냉매의 많은 온도변화로 인해 에틸렌 사이클 부근의 LNG 열교환기 내에서 지속적인 온도변화가 발생하였다. 압력강하가 직접적으로 열교환기 입출구 온도를 변화시킨다고 보기 보다는 냉매 유량 변화로 인해 입출구 온도가 변하는 것으로 판단된다.

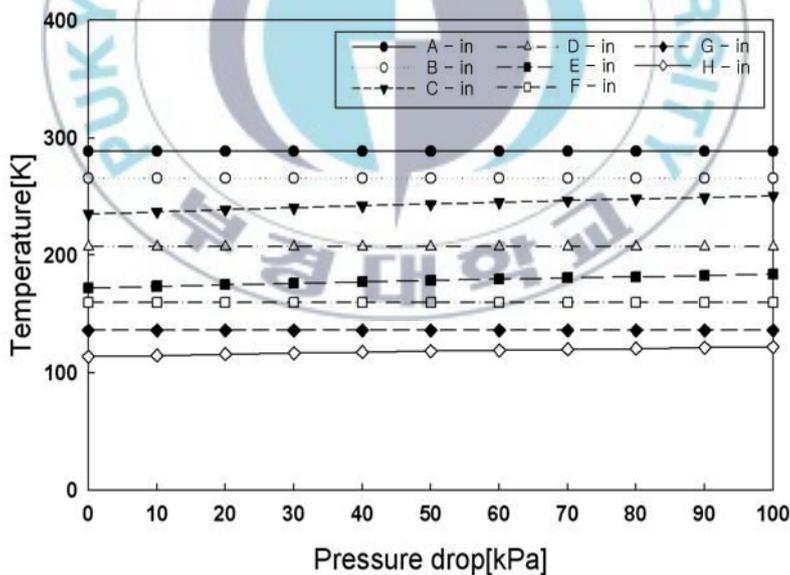


Fig. 4.1 Temperature of coldstream inlet with pressure drop in LNG heat exchanger

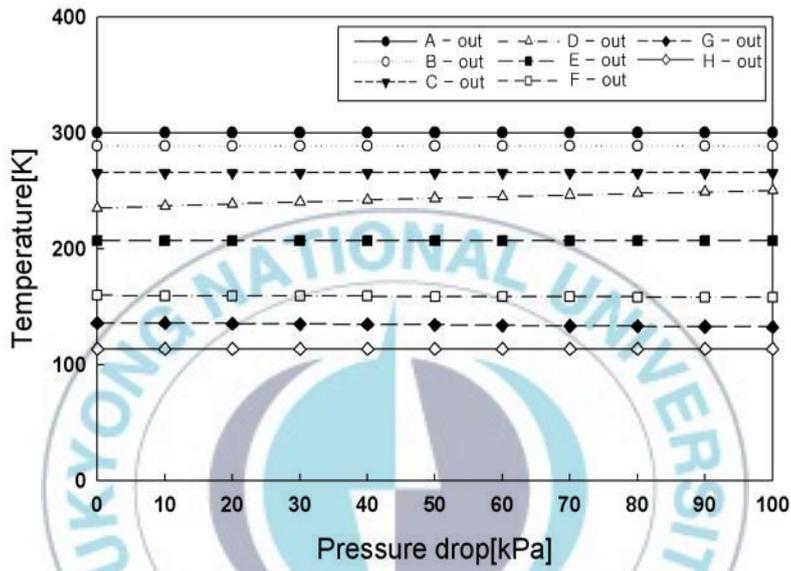


Fig. 4.2 Temperature of coldstream outlet with pressure drop in LNG heat exchanger

Fig 4.3은 Fig. 3.7의 개략도를 바탕으로 LNG 열교환기 압력강하와 저온 측 냉매 유량과의 관계를 나타낸 것이다. 냉매 유량의 증가와 감소 값을 절대 값으로 표현하여 압력강하에 LNG 열교환기 압력강하가 어떻게 영향을 받는 지 확인하였다. 개별 사이클이 끝나는(C, E) LNG 열교환기에서 냉매 유량의 변화가 많았다. 그 다음에 개별 사이클이 시작되는(F, D) LNG 열교환기에서 냉매 유량이 압력강하의 증가에 따라 변화하였다. 이는 압력강하의 증가는 LNG 열교환기가 감당하는 부하의 증가를 의미하며 특히 사이클이 변하는 구간의 LNG 열교환기에서 뚜렷하게 나타났다.

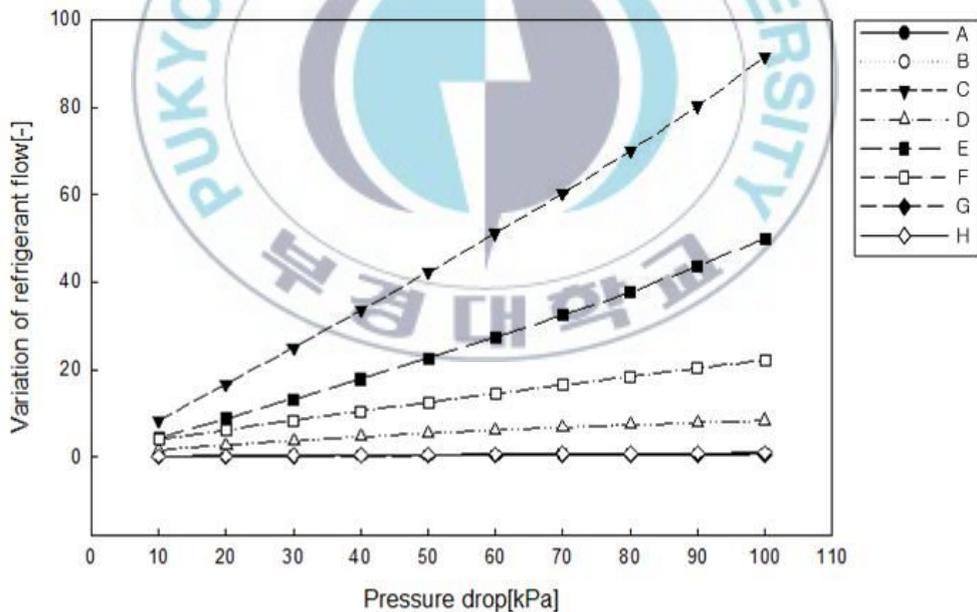
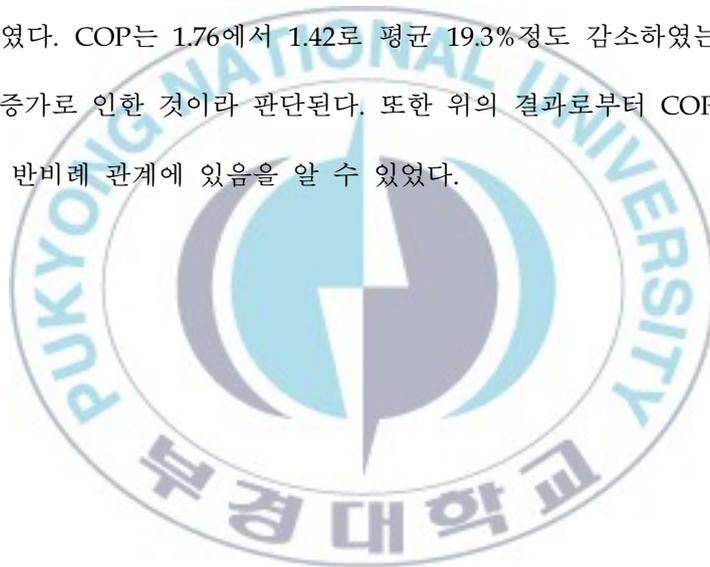


Fig. 4.3 Pressure drop across the refrigerant flow of $C_3H_8-C_2H_4-CH_4(3-2-3)$ cycle

앞의 식 (4)~(6)을 이용하여 LNG 열교환기 내 냉매와 원료가스의 압력강하 변화에 따른 압축일량을 구하였으며, 그 결과를 Fig. 4.4에, COP와 비에너지의 결과를 Fig. 4.5에 나타내었다. Fig. 4.4에서 알 수 있듯이, LNG 열교환기 내 냉매와 원료가스의 압력강하가 0 kPa일 경우에는 압축일량이 195 MW, 압력강하 100 kPa일 때는 283 MW로 평균증가율은 약 3.8%를 보였다. 그리고 압축일량 증가로 인해 비에너지는 1231.2 kJ/kg에서 1792.8 kJ/kg로 평균증가율은 3.8%정도 증가하였다. COP는 1.76에서 1.42로 평균 19.3%정도 감소하였는데, 이는 압축일량의 증가로 인한 것이라 판단된다. 또한 위의 결과로부터 COP와 비에너지는 서로가 반비례 관계에 있음을 알 수 있었다.



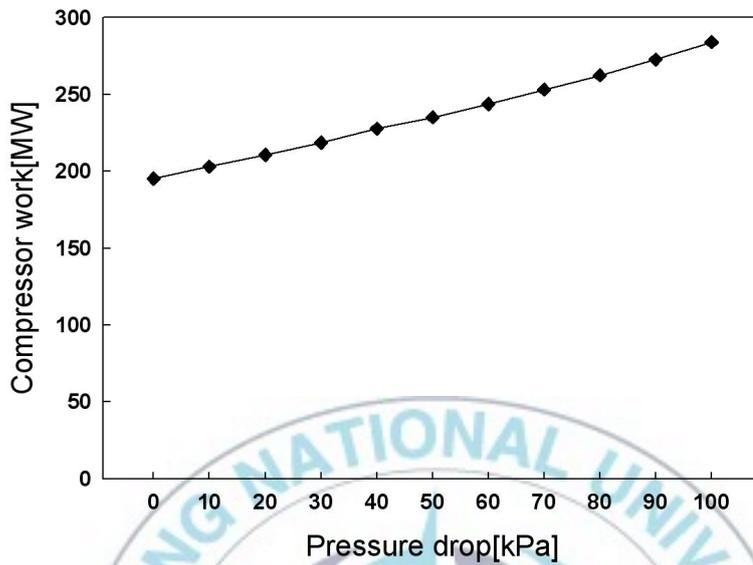


Fig. 4.4 Effect of pressure drop of heat exchanger on the compressor work

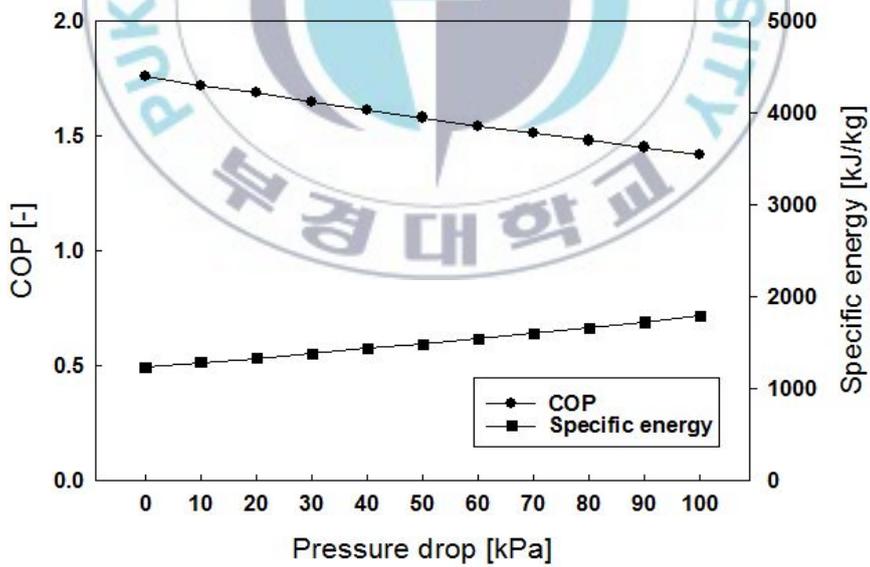


Fig. 4.5 Effect of pressure drop of heat exchanger on COP and specific energy

Fig. 4.6은 LNG 열교환기 내 냉매와 원료가스의 압력강하 변화에 따른 압축일량 증가량 추이를 나타낸 것이다. LNG 열교환기 내 냉매와 원료가스의 압력강하가 증가할수록 압축일량은 선형적으로 증가하였다. LNG 열교환기 내 압력강하가 40 kPa까지는 압축일량의 증가량이 8000 kW를 유지했지만, 50 kPa이후부터는 11,300 kW까지 완만하게 증가하였다. LNG 열교환기 내 압력강하가 50 kPa이상부터는 전체 LNG 열교환기가 8개이므로 그 합은 400 kPa가 된다. 이에 메탄 사이클의 세 번째 압축기에서 압력의 변위는 400 kPa이므로 이를 감당할 수 있는 범위를 초과하는 것이 원인으로 보인다.

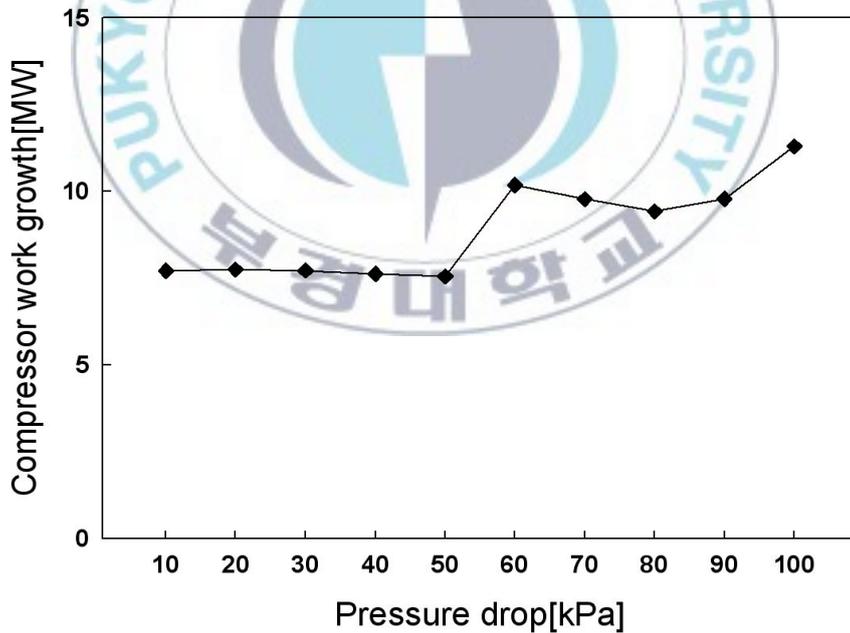


Fig. 4.6 Effect of pressure drop of heat exchanger on the compressor work growth

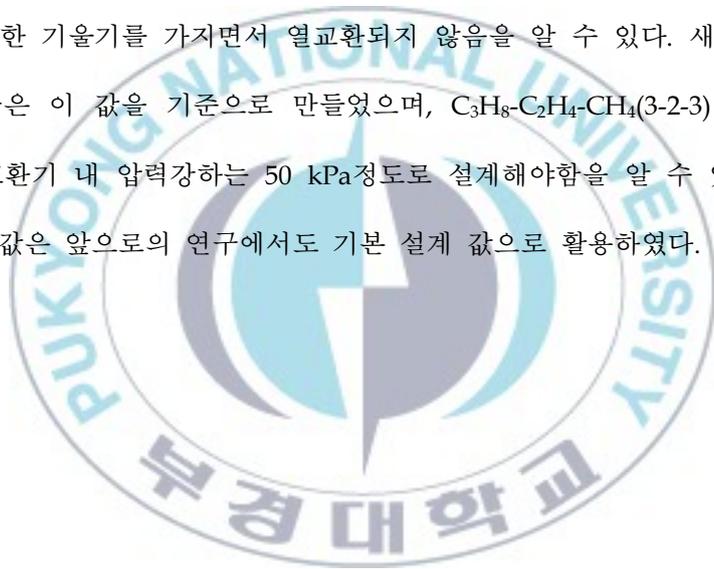
Table. 4.1은 프로판, 에틸렌, 메탄을 지나는 원료가스의 상태량 변화를 나타낸 것이다. 표에 나온 구간은 Fig. 3.7을 이용하였다. Table. 3.4의 결과 값은 LNG 열교환기 내 냉매와 원료가스의 압력강하를 50 kPa정도로 가정하여 나온 것이다. 원료가스의 온도는 305.2 K부터 시작하여 프로판 사이클의 예냉과정을 거치며 248.5 K로 낮아졌고 에틸렌 사이클의 상변화 과정을 거치며 183.5 K로 되었다. 그리고 메탄 사이클의 과냉과정을 거치며 123.8 K까지 냉각된다. 마지막 LNG 열교환기의 다음에 설치되어 있는 팽창밸브의 역할은 저장 탱크의 압력인 약 120 kPa을 맞추기 위한 것이다. 이에 ⑤ 구간부터는 액-가스 상태를 나타내었고, 그 이후로 액체 상태를 유지하며 점차 온도가 낮아졌으며 그리고 ㉔ - ㉕ 구간에서 비열비가 증가한 이유로 냉매량의 증가가 원인으로 생각된다.

Table. 4.1 Properties of feed gas at each locations of $C_3H_8-C_2H_4-C_1H_4$ (3-2-3) cycle

	①	②	③	④	⑤	⑥	⑦	⑧	⑨	⑩
m	158.5	158.5	158.5	158.5	158.5	158.5	158.5	158.5	158.5	158.5
T	305.2	293.7	270.7	248.5	212.2	183.5	164.7	141.2	123.8	114.7
P	5000	4950	4900	4850	4800	4750	4700	4650	4600	120.9
x	1	1	1	1	0.88	0	0	0	0	0.08
C_p/C_v	1.462	1.495	1.589	1.748	2.172	2.806	1.998	1.769	1.652	1.013
h	809	809	750	668	597	310	150	89	29	0
s	8.569	8.447	8.27	8.038	7.43	5.904	5.492	4.959	4.512	4.606

- Pressure drop 50 kPa

Fig. 4.7은 Table. 4.1의 결과 값을 바탕으로 각각의 LNG 열교환기 내의 엔탈피 변화에 따른 냉매와 원료가스의 온도변화 관계를 나타낸 것이다. LNG 열교환기 내 냉매와 원료가스는 대향류이므로 원료가스는 오른쪽에서 왼쪽으로 흐르고, 냉매온도는 왼쪽에서 오른쪽으로 흐른다.[30] LNG 열교환기 내 온도차면적은 원료가스로부터 제거해야 되는 열량을 나타내는 것으로, 그림을 통해 알 수 있듯이 캐스케이드 사이클의 특성상 냉매의 온도곡선은 원료가스의 온도곡선과 동일한 기울기를 가지면서 열교환되지 않음을 알 수 있다. 새롭게 설계되는 사이클은 이 값을 기준으로 만들었으며, $C_3H_8-C_2H_4-CH_4(3-2-3)$ 사이클에서 LNG 열교환기 내 압력강하는 50 kPa정도로 설계해야함을 알 수 있었으며, 이 압력강하 값은 앞으로의 연구에서도 기본 설계 값으로 활용하였다.



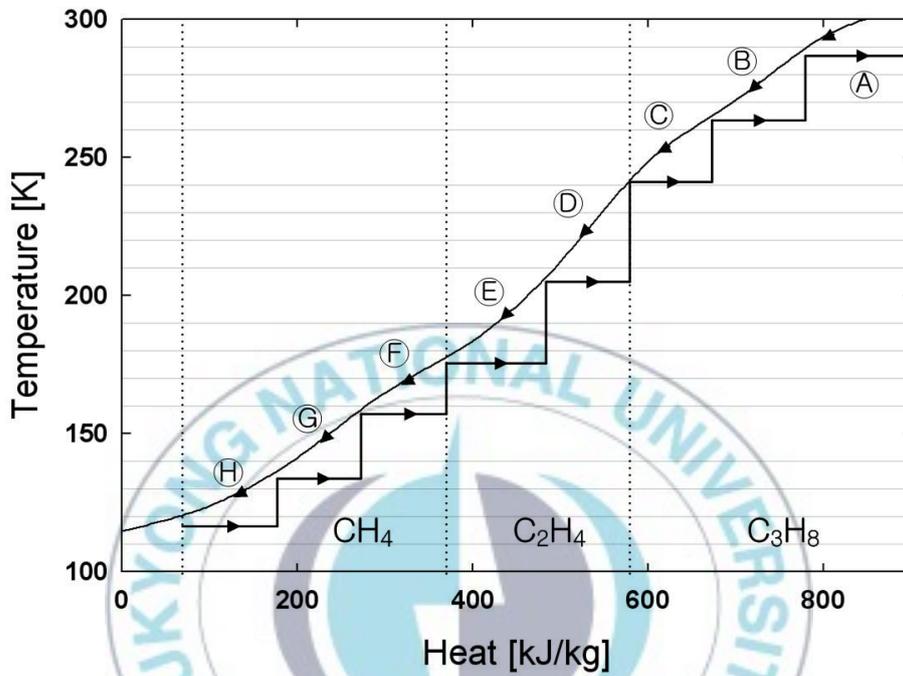


Fig. 4.7 Temperature difference between feed gas and refrigerants of LNG heat exchangers

4.2 이산화탄소를 이용한 캐스케이드 사이클의 기초 설계

4.2.1 1단 압축시스템 사이클의 설계 및 분석

다음은 캐스케이드 사이클의 효율을 최대화하기 위하여 이산화탄소 사이클의 몇가지 방식에 대해 비교하고 압축단수를 증가 시키면서 각 단수에 따른 압축 일량, 즉 소요 동력에 대해 비교하였다. 압축기 1단 사이클에서 압축기, 응축기, 팽창밸브, 열교환기를 기본으로 하는 사이클과 팽창밸브에 대신에 팽창터빈을 적용한 것 그리고 팽창밸브 이후에 기액분리기를 적용한 것을 각각 비교하였다. 이산화탄소를 냉매 하고 임계온도를 넘지 않게 응축온도는 30 °C로 정하였고 전부 응축이 되는 조건을 설정하였다. 각각의 LNG 열교환기는 압력강하를 50 kPa로 하고 LNG 열교환기 원료가스 출구 온도와 냉매 입구의 온도차이를 5 °C(Min. Approach 5 °C)로 정하였다. 추가적으로 응축기의 압력강하는 25 kPa로 하였다. 팽창터빈을 적용한 사이클은 팽창터빈에 나오는 일량을 압축기의 소요동력을 감소하도록 설계하였다. 사이클은 성능 특성의 비교는 압축일량(Compressor work), 성능계수(COP), LNG 생산대비 비압축일량(Specific power)을 비교기준으로 정하였다. 여기서 비압축일량은 (kW/kg/h)을 단위로 쓰며, LNG 1kg을 생산하는데 발생하는 압축일량을 의미한다. Fig. 4.8에 나타내었다.

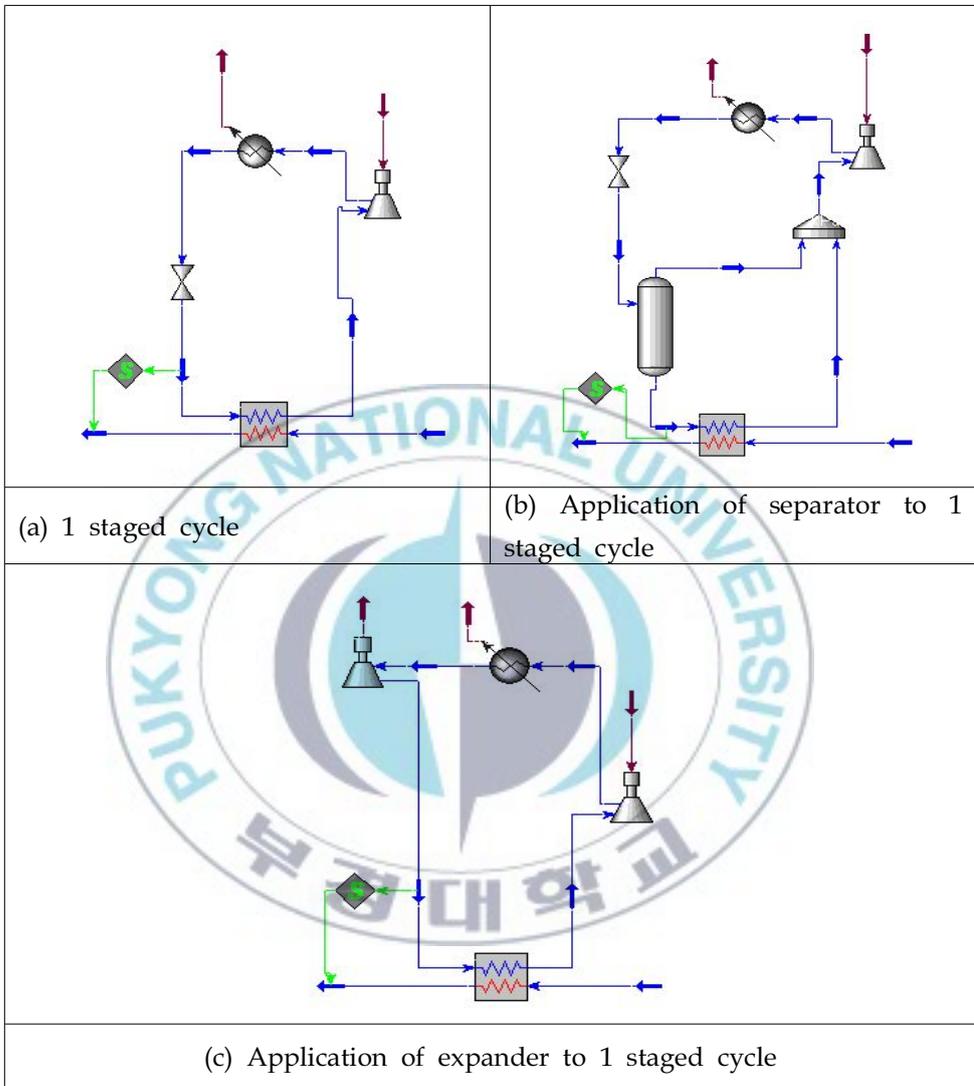


Fig. 4.8 Comparison of 1 stage cycle type

Table. 4.2에 각각의 사이클 성능을 나타내었다. 이를 통하여 (a)방식의 COP가 낮음을 알 수 있었다. 익스팬더를 적용한 (c)는 많은 유량을 필요로 하여 상대적으로 낮은 성능을 보여주었다. Fig. 4.9에는 각 사이클마다 LNG 열교환기의 온도교환을 나타내었고 현열변화와 잠열변화의 차이를 알 수 있었다. 원료가스에 근접 할수록 효율이 높음을 알 수 있다.

Table. 4.2 Comparison of performance in 1 stage cycle type

	(a)	(b)	(c)
Refrigerant	CO ₂	CO ₂	CO ₂
Number of streams	6	9	6
Total power [kW]	20270.5	21596.0	35553.1
LMTD[°C]	17.56	20.27	4.79
Specific power [kW/kg/h]	0.036	0.038	1.048
COP[-]	1.18	1.11	1.07

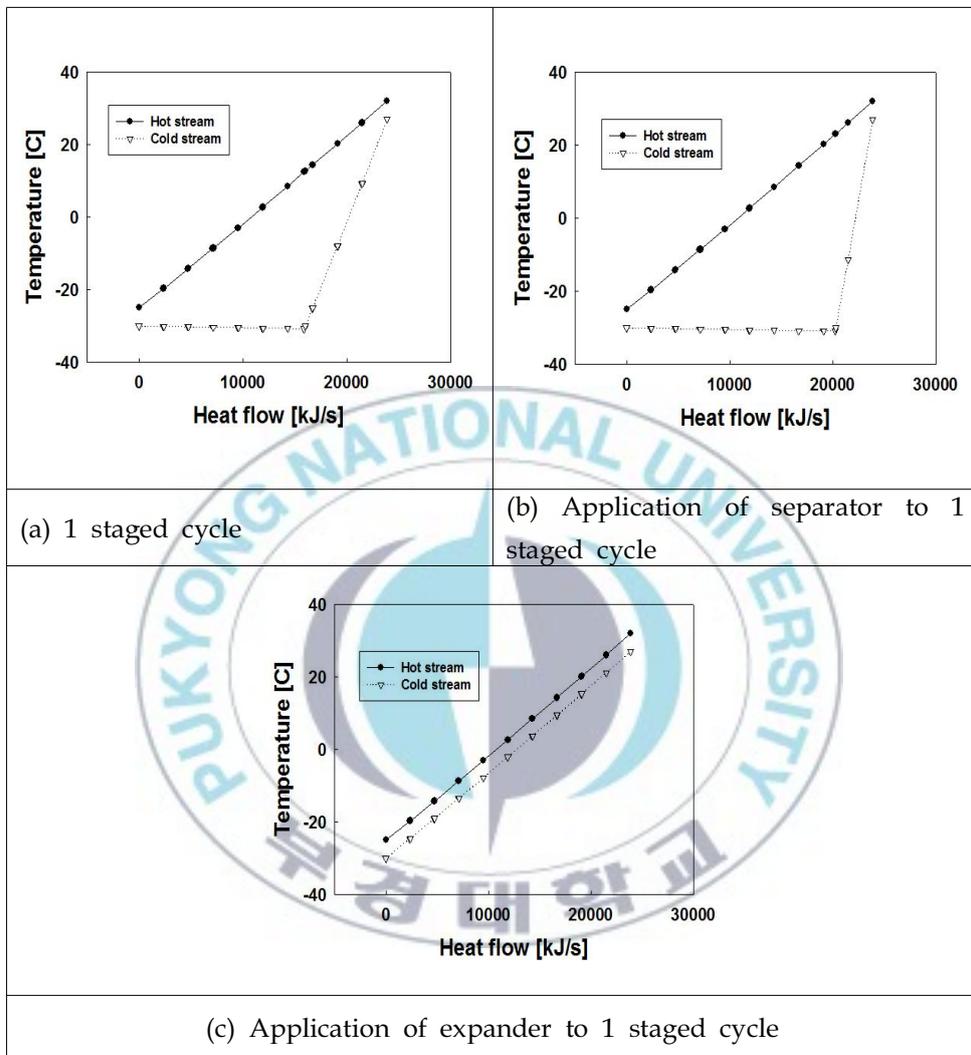
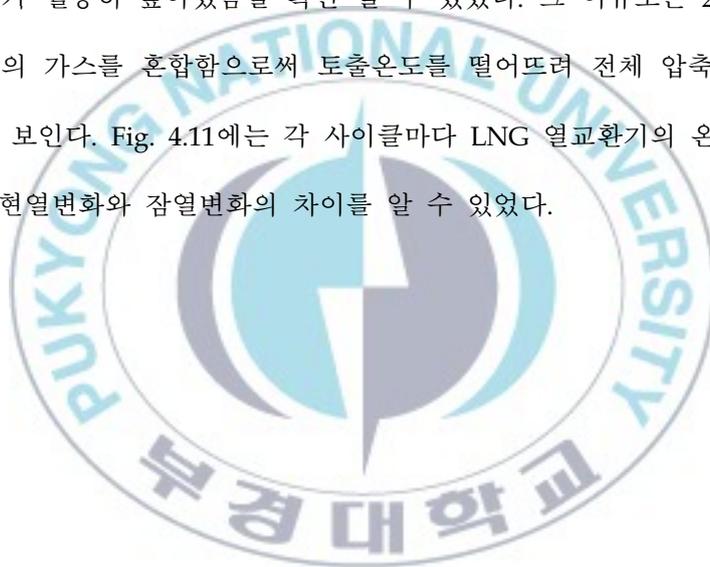


Fig. 4.9 Comparison of temperature difference in LNG heat exchangers of 1 stage cycle type

4.2.2 2단 압축시스템 사이클의 설계 및 분석

앞서 1단 사이클에서 이산화탄소는 익스팬더를 적용하기에는 낮은 효율이 나타났기에 그 대신에 2단 압축 1단 팽창과 2단 압축 2단 팽창을 나누어 시뮬레이션 하였다. Fig. 4.10에 HYSYS를 이용한 시뮬레이션을 나타내었다. Table. 4.3에 각각의 사이클 성능을 나타내었다. 이를 통해 (c)방식이 타 사이클 방식에 비해 COP가 월등히 높아졌음을 확인 할 수 있었다. 그 이유로는 2단 압축기에 낮은 온도의 가스를 혼합함으로써 토출온도를 떨어뜨려 전체 압축일량을 낮아진 것으로 보인다. Fig. 4.11에는 각 사이클마다 LNG 열교환기의 온도교환을 나타내었고 현열변화와 잠열변화의 차이를 알 수 있었다.



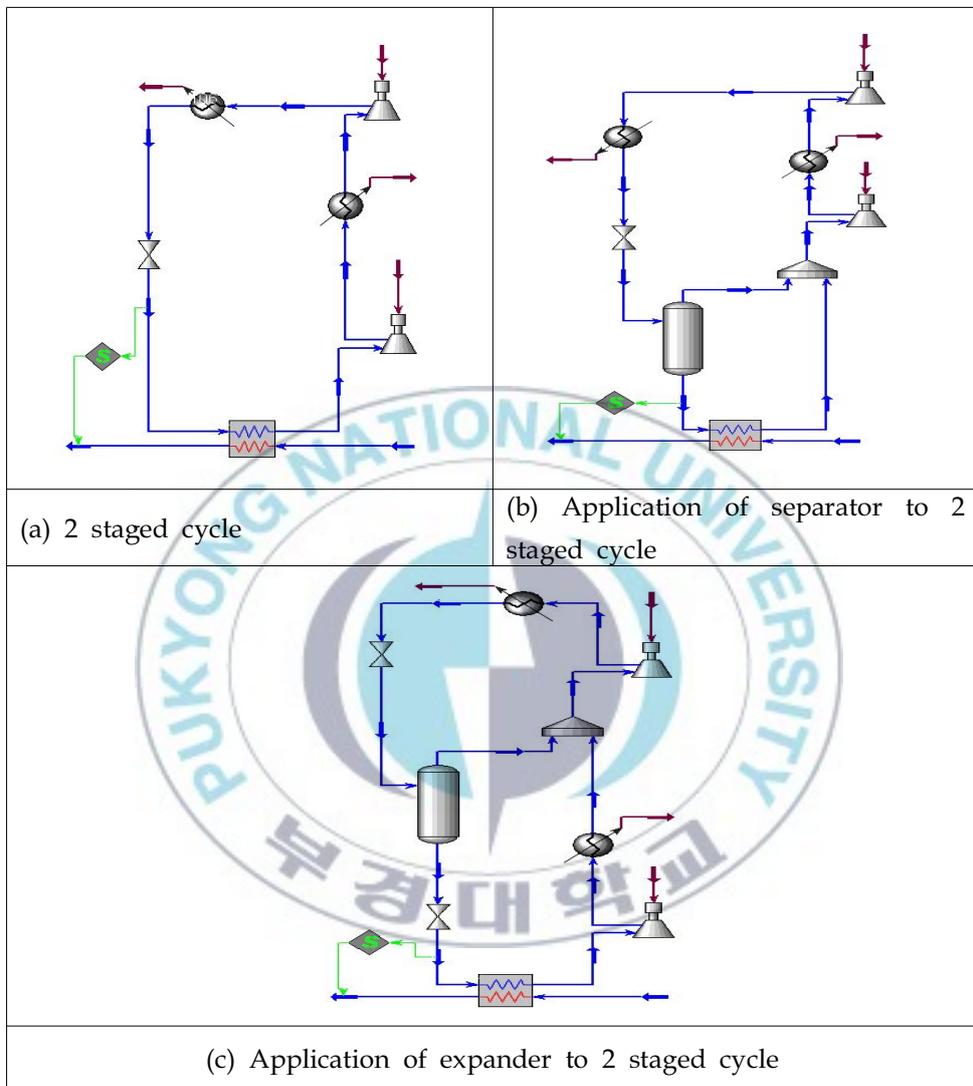


Fig. 4.10 Comparison of 2 stage cycle type

Table. 4.3 Comparison of performance in 2 stage cycle type

	(a)	(b)	(c)
Refrigerant	CO ₂	CO ₂	CO ₂
Number of streams	8	11	12
Total power [kW]	17632.0	20436.9	14054.5
LMTD[°C]	17.56	20.27	4.79
Specific power [kW/kg/h]	0.036	0.038	19.81
COP[-]	1.36	1.17	1.70

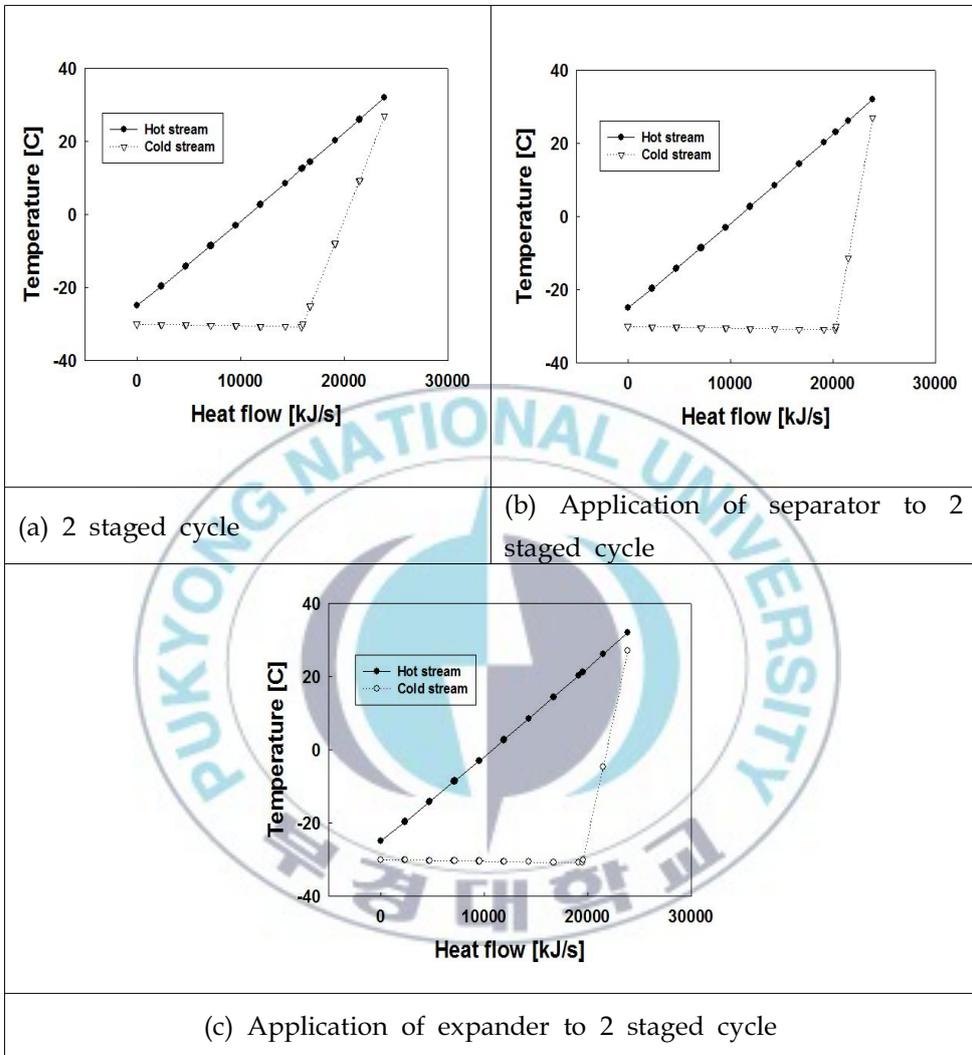
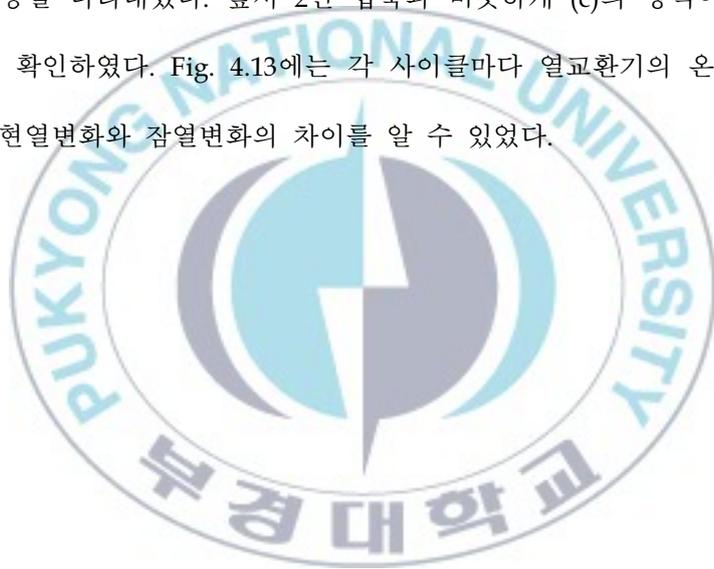


Fig. 4.11 Comparison of temperature difference in LNG heat exchangers of 2 stage cycle type

4.2.3 3단 압축시스템 사이클의 설계 및 분석

2단 압축 사이클에서 1단을 추가하여 각각의 방식에 3단의 형태로 시뮬레이션 해 보았다. 첫 번째는 3단 압축 1단 팽창, 두 번째는 첫 번째에 기액분리기를 추가한 경우 그리고 마지막은 3단 압축 3단 팽창으로 나누어 시뮬레이션 하였다. Fig. 4.12에 HYSYS를 이용한 시뮬레이션을 나타내었다. Table. 4.4에 각각의 사이클 성능을 나타내었다. 앞서 2단 압축과 비슷하게 (c)의 방식이 COP가 가장 높음을 확인하였다. Fig. 4.13에는 각 사이클마다 열교환기의 온도교환을 나타내었고 현열변화와 잠열변화의 차이를 알 수 있었다.



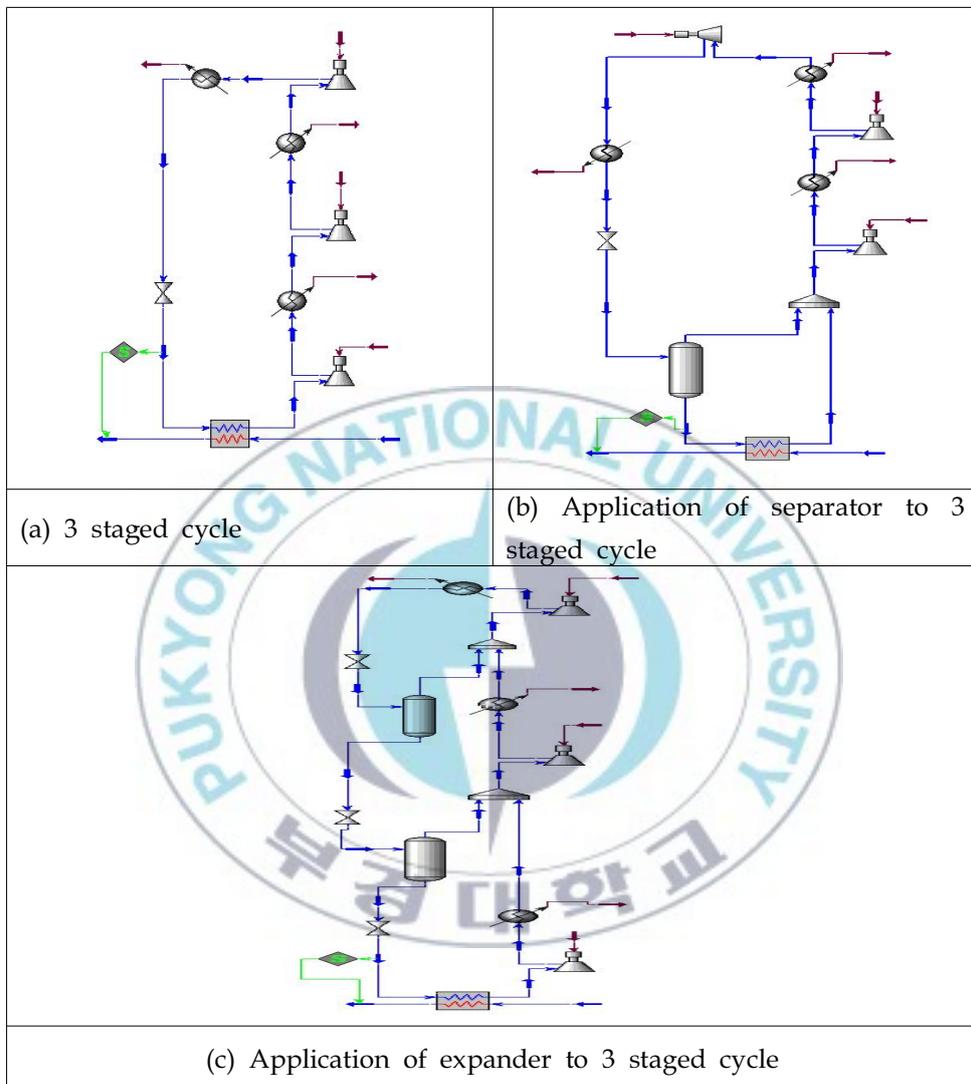


Fig. 4.12 Comparison of 3 stage cycle type

Table. 4.4 Comparison of performance in 3 stage cycle type

	(a)	(b)	(c)
Refrigerant	CO ₂	CO ₂	CO ₂
Number of streams	10	13	18
Total power [kW]	16831.35	19417.74	11523.74
LMTD[°C]	17.56	20.27	4.79
Specific power [kW/kg/h]	0.036	0.034	0.020
COP[-]	1.42	1.23	2.07

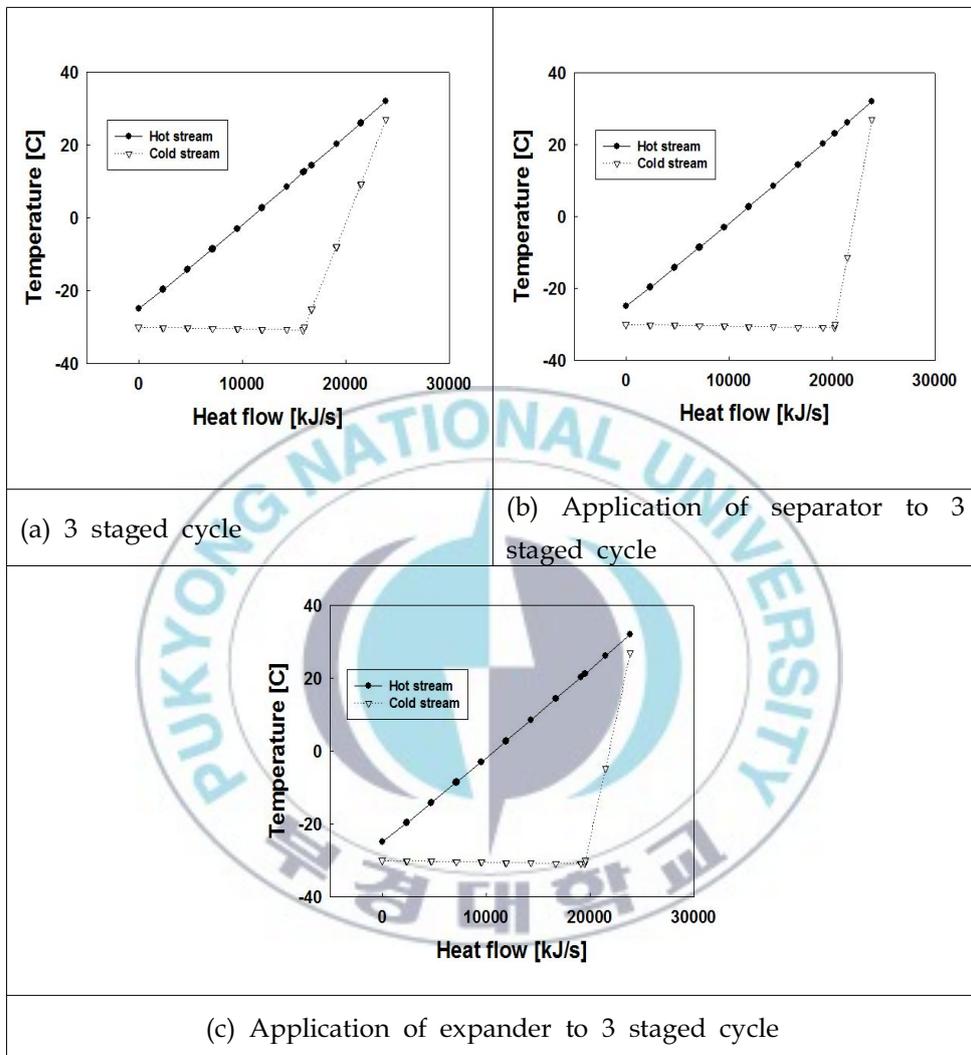


Fig. 4.13 Comparison of temperature difference in LNG heat exchangers

of 3 stage cycle type

4.3 이산화탄소를 이용한 캐스케이드 사이클의 최적 설계

4.3.1 CO₂-C₂H₆-N₂(3-2-3) 사이클의 원료가스 상태량 변화

Table. 4.5는 이산화탄소, 에탄, 질소를 지나는 원료가스의 상태량 변화를 나타낸 것이다. 표에 나온 구간은 Fig. 3.10을 이용하였다. 원료가스의 온도는 305.2 K부터 시작하여 이산화탄소 사이클의 예냉과정을 거치며 248.2 K로 낮아졌고 에탄 사이클의 상변화 과정을 거치며 198.2 K로 되었다. 그리고 질소 사이클의 과냉과정을 거치며 124.4 K까지 냉각된다. ③ 구간부터는 액체상태를 나타냈고, 그 이후로 팽창밸브를 거치면서 기-액상태가 되었다. ㉔ - ㉕ 구간에서 비열비가 증가한 원인으로 기체에서 액체로 바뀌어서 나타난 현상이라고 생각된다.

Table. 4.5 Properties of feed gas at each locations of CO₂-C₂H₆-N₂ (3-2-3) cycle

	①	②	③	④	⑤
m	158.5	158.5	158.5	158.5	158.5
T	305.2	248.2	198.2	124.4	114.7
P	5000	4950	4900	4850	120.9
x	1	1	0	0	0.08
C_p/C_v	1.463	1.788	9.690	1.733	1.014
h	-4332	-4482	-4831	-5127	-5127
s	8.554	8.009	6.382	4.559	4.651

- Pressure drop 50 kPa

4.3.2 CO₂-N₂(3-3) 사이클의 원료가스 상태량 변화

Table. 4.6은 이산화탄소, 질소를 지나는 원료가스의 상태량 변화를 나타낸 것이다. 표에 나온 구간은 Fig. 3.13을 이용하였다. 원료가스의 온도는 305.2 K부터 시작하여 이산화탄소 사이클의 예냉과정을 거치며 248.5 K로 낮아졌고 질소 사이클의 상변화 과정과 과냉과정을 거치며 114.2 K까지 냉각된다. 이에 ③ 구간부터는 가스 상태에서 액체 상태로 바뀌었으며, ④ 구간에서 냉매량이 상대적으로 증가하여 이 때문에 비열비가 증가한 것으로 보인다.

Table. 4.6 Properties of feed gas at each locations of CO₂-N₂ (3-3) cycle

	①	②	③	④
m	158.5	158.5	158.5	158.5
T	305.2	218.2	124.1	114.2
P	5000	4950	4900	120.9
x	1	1	0	0.08
C_p/C_v	1.462	2.375	1.721	1.014
h	-4528	-4775	-5339	-5339
s	9.007	8.048	4.869	4.966

- Pressure drop 50 kPa

4.3.3 캐스케이드 사이클의 성능 특성 비교

Fig. 4.16은 세 개의 캐스케이드 사이클의 압축일량, 성능계수, 비압축일량을 서로 비교한 것이다. $C_3H_8-C_2H_4-CH_4(3-2-3)$ 사이클을 기준으로 압축일량은 $CO_2-C_2H_6-N_2(3-2-3)$ 사이클은 3%, $CO_2-N_2(3-3)$ 사이클은 55.2% 정도 증가하였으며, 성능계수는 $CO_2-C_2H_6-N_2(3-2-3)$ 사이클은 2.2% 향상되었지만, $CO_2-N_2(3-3)$ 사이클은 오히려 41.6% 정도 감소하였다. 마지막으로 생산되는 LNG양에 대한 압축일량의 비를 나타내는 비압축일량을 서로 비교해본 결과, $CO_2-C_2H_6-N_2(3-2-3)$ 사이클과 $CO_2-N_2(3-3)$ 사이클은 모두 11.4% 정도 증가하였다. 각각의 새로운 사이클의 종합적인 결과 측면에서 $CO_2-C_2H_6-N_2(3-2-3)$ 사이클은 기존의 $C_3H_8-C_2H_4-CH_4(3-2-3)$ 사이클보다 조금 향상됨을 확인하였지만, $CO_2-N_2(3-3)$ 사이클은 많이 낮음을 알 수 있었다. 이는 $CO_2-N_2(3-3)$ 사이클이 원료가스의 중간 온도영역을 냉각해 줄 수 있는 독립된 사이클, 즉 에탄 혹은 에틸렌같은 냉매 없기 때문인 것으로 보인다.

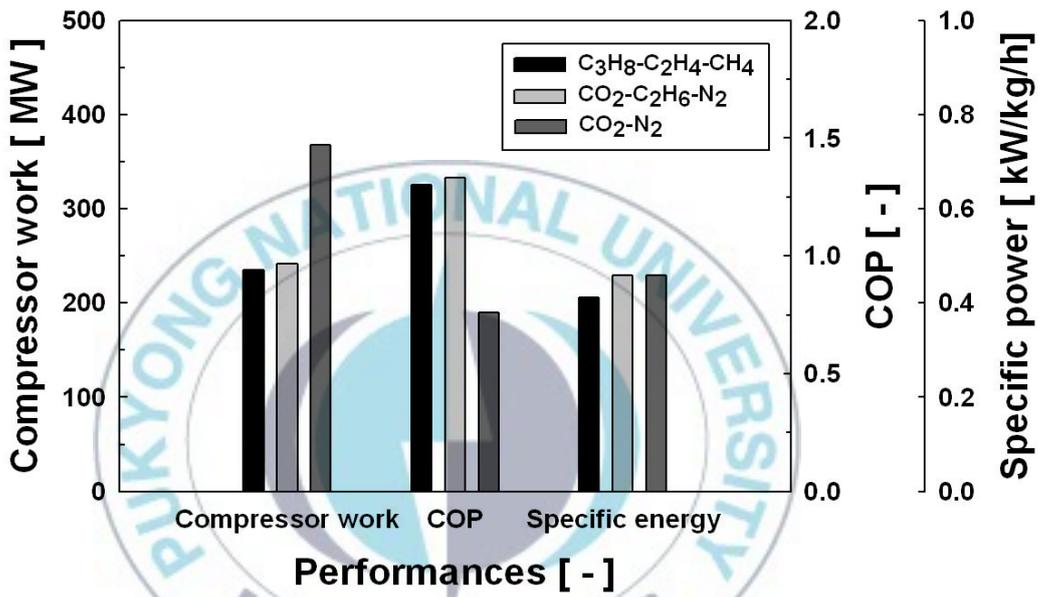


Fig. 4.14 Comparison of performance

Table. 4.5에 각각의 사이클의 세부적인 데이터를 표시하였다. CO₂-N₂(3-3) 사이클은 기존의 공정보다 낮은 성능을 보여주지만, 사이클이 하나 줄어들면서 단순성의 장점으로 소규모 액화공정에 활용되기에는 문제가 없어 보인다. 여기에 에탄을 추가한 CO₂-C₂H₆-N₂(3-2-3) 사이클은 C₃H₈-C₂H₄-CH₄(3-2-3) 사이클과 비슷한 성능을 보여 새로운 액화사이클 라이선스로 발전시킬 수 있을 것으로 보인다.

Table. 4.7 Comparison of performance

	C₃H₈-C₂H₄-CH₄ (3-2-3) cycle	CO₂-C₂H₆-N₂ (3-2-3) cycle	CO₂-N₂ (3-3) cycle
Refrigerant	C ₃ H ₈ , C ₂ H ₄ , CH ₄	CO ₂ , C ₂ H ₆ , N ₂	CO ₂ , N ₂
Number of streams	83	47	31
compressor	8	8	6
heat exchanger	8	3	3
Expander	-	1	1
Produced LNG [kg/s]	146.9(92%)	146.9(92%)	146.3(92%)
Total power [MW]	235.0	222.4	326.3
Specific power [kW/kg/h]	0.41	0.42	0.62

4.4 캐스케이드 사이클의 엑서지(exergy) 분석

Fig. 4.17은 식(7)을 이용하여 사이클 내 장치들의 엑서지를 구한 값으로 Table. 2.1을 활용하여 액화사이클 내에서 $\text{CO}_2\text{-C}_2\text{H}_6\text{-N}_2(3\text{-}2\text{-}3)$, $\text{CO}_2\text{-N}_2(3\text{-}3)$ 사이클의 전체 엑서지 손실값을 비교한 것이다. $\text{CO}_2\text{-N}_2(3\text{-}3)$ 사이클은 약 27.9 MW 정도로 $\text{CO}_2\text{-C}_2\text{H}_6\text{-N}_2(3\text{-}2\text{-}3)$ 사이클보다 5.8 MW 많은 것으로 나타났다. 이 값은 $\text{CO}_2\text{-C}_2\text{H}_6\text{-N}_2(3\text{-}2\text{-}3)$ 사이클의 전체 엑서지 손실에 27%에 해당하는 수치로 상대적으로 큰 차이가 나는 것으로 보인다. Fig. 4에서 각 사이클 내 장치 수는 $\text{CO}_2\text{-N}_2(3\text{-}3)$ 사이클이 현저히 작지만 전체 엑서지 손실은 오히려 더 크게 나타났다. 이는 전체 엑서지 손실이 사이클 내 장수 수보다 각각의 사이클의 온도 구간내의 온도나 압력 변화에 더 영향을 받는 것으로 판단된다. 즉, 세 개의 냉매가 담당하는 온도구역을 두 개의 냉매로 담당함으로써 $\text{CO}_2\text{-N}_2(3\text{-}3)$ 사이클의 질소 사이클은 압축일량이 크게 증가하였고, 이로 인해 사이클 성능이 저하하였다.

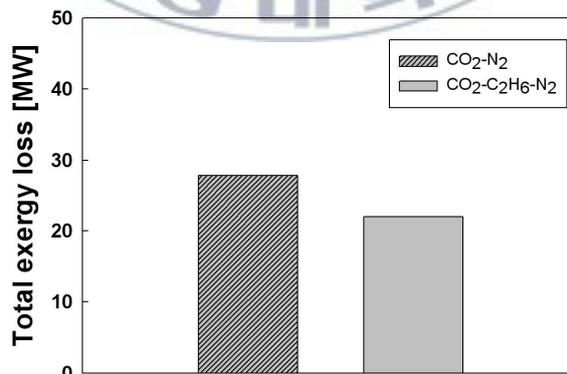


Fig. 4.15 Comparison of total exergy loss

Fig. 4.18과 Fig. 4.19는 사이클 내에서 각각의 장치들의 엑서지 손실 비율을 나타낸 것이다. $\text{CO}_2\text{-C}_2\text{H}_6\text{-N}_2(3\text{-}2\text{-}3)$ 사이클에서는 압축기가 32%, LNG 열교환기가 20%를 각각 차지하여 전체 대비 높은 엑서지 손실비율을 차지하였고, $\text{CO}_2\text{-N}_2(3\text{-}3)$ 사이클도 압축기가 32%로 가장 높은 비율을 차지하였다. 그러나 $\text{CO}_2\text{-C}_2\text{H}_6\text{-N}_2(3\text{-}2\text{-}3)$ 사이클과 다르게 두 번째 높은 비율은 LNG 열교환기가 아닌 팽창기(Expander)였다. 팽창기가 있는 부분은 질소 사이클 구간으로 $\text{CO}_2\text{-N}_2(3\text{-}3)$ 사이클 내 가장 높은 압축일량을 가지고 있으므로 이 요인이 팽창기의 엑서지 손실에 영향을 준 것으로 생각된다.



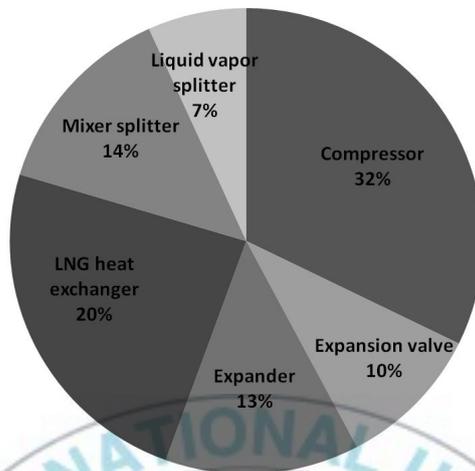


Fig. 4.16 The rate of exergy loss in $\text{CO}_2\text{-C}_2\text{H}_6\text{-N}_2(3-2-3)$ cycle

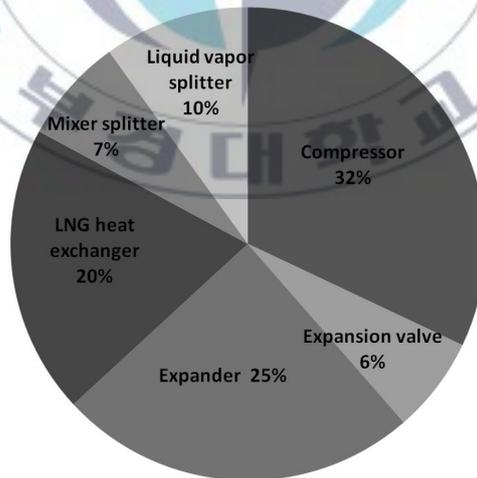


Fig. 4.17 The rate of exergy loss in $\text{CO}_2\text{-N}_2(3-3)$ cycle

Fig. 4.20은 두 개의 사이클에서 전체 엑서지 손실에 큰 비율을 차지하는 압축기의 누적 엑서지 손실을 비교하였다. CO₂-N₂(3-3) 사이클에서 질소 사이클로 들어가는 구간인 3번과 4번 지점에서 엑서지 손실이 큰 것을 확인할 수 있었다. 이 정도의 폭은 CO₂-C₂H₆-N₂(3-2-3) 사이클의 온도 구간을 질소 사이클 혼자 담당함으로써 생기는 엑서지 손실로 보인다. 이 구간을 제외한 나머지 구간의 엑서지 손실은 비슷한 것으로 나타났다.

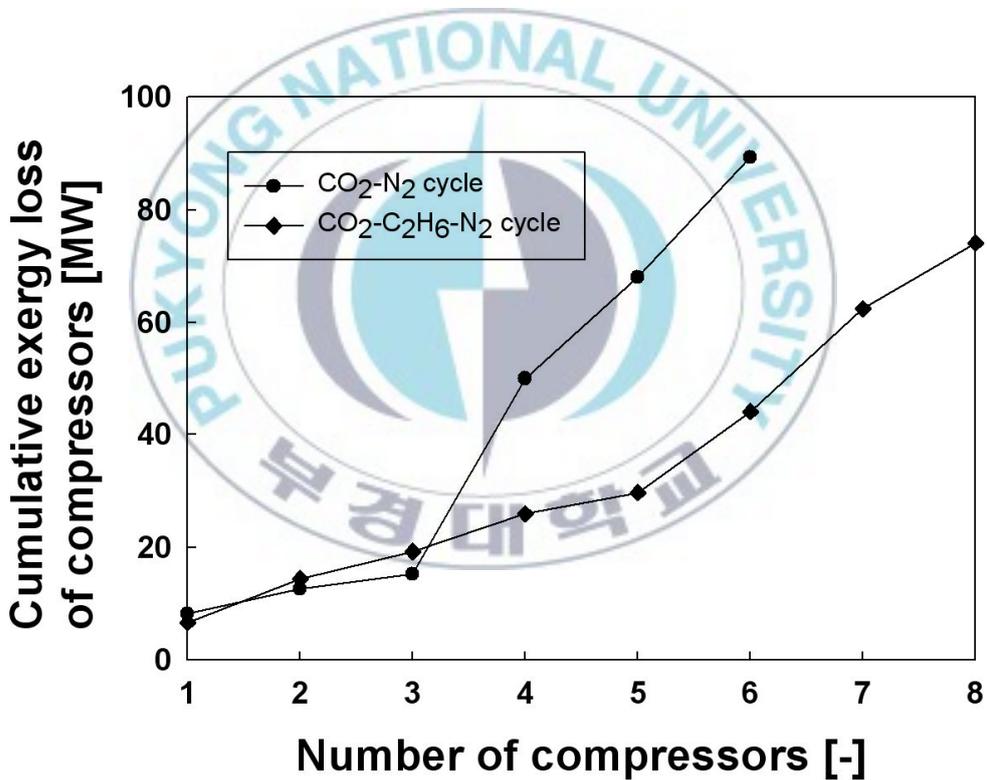


Fig. 4.18 Comparison of liquefaction cycles of cumulative exergy loss of compressors

제 5 장 결 론

LNG 플랜트 산업에서 핵심 기술인 LNG 액화 기술은 몇몇의 외국 선진 업체들이 독점하고 있으며, 특히 우리나라는 해외 플랜트 건설에 있어서도 전처리 공정, 주변장치 설계 및 단순 건설 영역에 국한되어 있어, 액화사이클 라이선스에 대한 요구가 절실하다. 본 연구에서는 원료가스(천연가스)를 액화하기 위한 새로운 액화사이클을 제안하는 것을 목표로 삼았다. 새로운 액화사이클을 설계하는 과정 중 기존의 액화사이클을 분석하여 새로운 액화사이클에 필요한 요구조건을 정하였고 세부적으로 LNG 열교환기 내 냉매와 원료가스간의 압력강하에 따른 액화사이클 효율 등을 분석하였다. 이 분석 자료를 토대로 새로운 액화사이클을 설계하였으며, 최종적으로 기존 액화사이클과 새로운 액화사이클의 성능 비교와 엑서지 분석을 하였다. 연구 결과를 정리하면 다음과 같다

(1) 이산화탄소는 임계 압력이 약 7.834 MPa, 임계온도는 약 31.06 °C이다. 임계온도를 넘어서는 구간 즉, 초임계 영역으로 응축기의 온도가 40°C인 기존의 사이클에 적용시키기에는 어려움이 있지만, 실제 액화사이클에 Subcritical process를 이용함에도 어려움이 없음을 확인하였다.

(2) C₃H₈-C₂H₄-CH₄(3-2-3) 사이클의 LNG 열교환기를 설계하는데 있어 냉매와 원료가스의 압력강하가 액화사이클에 영향을 끼침을 확인하였다. 먼저 LNG 열교환기 내 냉매와 원료가스의 압력강하 증가로 인해 압축일량은 평균 3.8%의

증가율을 나타내었으며, 비압축일량은 평균 3.8%정도 증가하는 것으로 나타났으며, COP와 비에너지는 서로가 반비례 관계에 있음을 알 수 있었다. 그리고 압력강하의 증가는 LNG 열교환기가 감당하는 부하의 증가를 의미하며 특히 사이클이 변하는 구간의 LNG 열교환기에서 뚜렷하게 나타났다. 이는 LNG 열교환기 내 압력강하는 50 kPa 이후부터는 압축일량의 증가폭이 증가하여 액화사이클의 효율을 고려한다면 50 kPa은 대단히 큰 의미를 부여할 수 있는 결과값이라 생각할 수 있다.

(3) 새로운 액화사이클을 설계하기위하여 캐스케이드 사이클의 압축방식에 대해 압축단수를 증가 시키면서 각 단수에 따른 압축일량, 즉 소요 동력에 대해 비교을 한 결과 3단 압축 3단 팽창방식이 가장 COP, 소요 동력 측면에서 우수함을 알 수 있다.

(4) $C_3H_8-C_2H_4-CH_4(3-2-3)$ 사이클을 기준으로 압축일량은 $CO_2-C_2H_6-N_2(3-2-3)$ 사이클은 3%, $CO_2-N_2(3-3)$ 사이클은 55.2% 정도 증가하였으며, 성능계수는 $CO_2-C_2H_6-N_2(3-2-3)$ 사이클은 2.2% 향상되었지만, $CO_2-N_2(3-3)$ 사이클은 오히려 41.6% 정도 감소하였다. $CO_2-N_2(3-3)$ 사이클이 성능이 낮은 이유로 원료가스의 중간 온도영역을 냉각해 줄 수 있는 독립된 사이클, 즉 에탄혹은 에틸렌이 없기 때문인 것으로 보인다.

(5) 새로 설계된 액화사이클 내의 열에너지의 질적 유용성을 확인하기위하여 엑서지(exergy)를 이용하였다. $CO_2-C_2H_6-N_2(3-2-3)$ 사이클에서는 압축기가 32%,

LNG 열교환기가 20%를 각각 차지하여 전체 대비 높은 엑서지 손실비율을 차지하였고, $\text{CO}_2\text{-N}_2(3-3)$ 사이클도 압축기가 32%로 가장 높은 비율을 차지하였다. 그러나 LNG 열교환기가 두 번째로 높은 $\text{CO}_2\text{-C}_2\text{H}_6\text{-N}_2(3-2-3)$ 사이클과 다르게 $\text{CO}_2\text{-N}_2(3-3)$ 사이클은 팽창기였는데, $\text{CO}_2\text{-C}_2\text{H}_6\text{-N}_2(3-2-3)$ 사이클의 에틸렌 온도 구간을 질소 사이클 혼자 담당함으로써 생기는 엑서지 손실로 보인다. 하지만, 향후 질소 사이클의 효율을 보다 더 개선한다면 장치의 구성기기가 작아 고장이 적으며, 액화사이클이 간단한 장점이 있기 때문에 공간 제약이 있는 LNG-FPSO용 액화사이클로써 적합할 것으로 생각된다.



참고문헌

- [1] British Petroleum Annual Report, 2007
- [2] 가스플랜트 사업단 상세 기획, 2008 04. 28
- [3] 김용용, 천연가스 이야기, 설비저널, Vol.31, No. 9, pp.27-30, 2002
- [4] 오승택, 이호생, 윤정인, 이상규, LNG 액화사이클 개발현황, 설비저널, Vol. 38, No. 3, pp.13-17, 2007
- [5] 윤용승, 천연가스 플랜트 산업의 발전 전망, 가스연맹, 여름호, pp.22-29, 2008
- [6] 유선일, 천연가스 액화를 위한 초저온 캐스케이드 공정에 관한 연구, 부경대학교 박사학위 논문, pp15-16, 2011
- [7] D. L. Andress. The Phillips Optimized Cascade LNG Process a Quarter Century of Improvement. The Permission of the Institute of Gas Technology, 1996
- [8] Yoshitugi Kikkawa et. al. Development of Liquefaction Process for Natural Gas. Journal of Chemical Engineering of Japan, Vol. 30, No. 4, pp.625-630, 1997
- [9] L. Terry. Comparison of Liquefaction Process. LNG Journal 21, No. 3, pp.28-33, 1998
- [10] Wen-sheng Cao et. al. Parameter Comparison of Two Small-scale Natural Gas Liquefaction Process in Skid-mounted Packages. Applies Thermal Engineering, No. 26, pp. 898-904, 2006
- [11] 오승택, 김현우, 이호생, 이경범, 윤정인, 이상규, 2단 인터쿨러를 적용한 LNG 액화사이클 시뮬레이션. 한국 가스학회 춘계 학술발표회 논문집, pp.225-228, 2009
- [12] H.S. Lee. S. T. Oh. H. W. Kim. J. I. Yoon. G. B. Yi. S. G. Lee. Analysis of Cryogenic Refrigeration Cycle using Two Stage Intercooler. 5th International Conference on Diffusion in Solids and

- Liquids, pp. 40-41, 2009
- [13] 이호생, 오승택, 김현우, 최원재, 윤정인, 이상규, 팽창기를 적용한 초저온 액화공정 특성 비교. 한국 동력기계공학회 춘계학술대회 논문집, pp.250-254, 2009
- [14] Jin Woo Kwag, won Jae Choi, Seung Taek Oh, Jung In Yoon, Sang Gyu Lee, Keun Hyung Choi, "Comparison of Performance on the Natural Gas Liquefaction Process using Intercooler", ICCHT2010, pp.18, 2010
- [15] Tatiana Morosuk, Mohad Nazri Bin Omar, geoge t satsaronis, Rolanda Naw, "Advanced Exergetic analysis of a Refrigeration system for liquefaction of Natural gas", Proceedings of the 23rd International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems(ECOS) pp.1~40, 2010
- [16] Mafi, M. Amidpour, S.M. Mousavi Naeynian, "Development in Mixed refrigerant cycles Used in Olefin Plants", 1st Annual Gasprocessing Symposium International Journal of Refrigeration, Vol. 32, Issue 2, pp.279-294, 2009
- [17] Qualls, Philip Hunter, "A Novel approach taking the Phillips Optimized Cascade LNG Process into the Future", AIChE Spring National Meeting 2003, pp.1~29, 2003
- [18] Charles Coggins, david gerlach, yogendra Joshi, andrei Fedorov, "Compact ,Low Tem Refrigeration of Microprocessors", International Refrigeration and Air conditioning conference, pp.1~7, 2006
- [19] Horatiu Pop, Michel feidt, Ghorghe Popescu, Valentin Apostol, Cristian Gabriel Alionte, "Optimization of conventional irreversible cascade refrigeration systems", U.P.B. Sci. Bull, vol.71, iss.4, pp.1~12, 2009
- [20] Martin A shimko, Mark Paster, Jill Gruber, "Combined Reverse

- Brayton Joule Tompson Hydrogen Liquefaction Cycle”, DOE 2005 Hydrogen program progress report, pp.23~30, 2005
- [21] Qualls, Anthony P. Eaton, “Liquid Expander in the phillips optimized cascade LNG process”, LNG14, pp.38~44, 2004.
- [22] 이호생, 오승택, 김현우, 최원재, 윤정인, 이상규, 팽창기를 적용한 초저온 액화 공정 특성 비교, 한국 동력 기계 공학회 추계 학술대회 논문집, pp.250~254, 2009
- [23] 유선일, 천연가스 액화를 위한 초저온 캐스케이드 공정에 관한 연구, 부경대학교 박사학위 논문, pp.37-38, 2011
- [24] G.Venkatarathnam, "Cryogenic Mixed Refrigerant Process", pp. 8~14. 2010
- [25] Refrigerants, ASHRAE handbook - Fundamental
- [26] 최원재, LNG-FPSO용 CO₂-N₂O-N₂ 천연가스 액화사이클 특성, 부경대학교 석사학위 논문, pp13, 2011
- [27] Volkmar Pfeil, Current Situation on Refrigerants, Trends in the EU & Latest Solutions from BITZER, 2011
- [27] 유선일, 천연가스 액화를 위한 초저온 캐스케이드 공정에 관한 연구, 부경대학교 박사학위 논문, pp.33, 2011
- [29] Seung-taek Oh, Characteristic of Cryogenic Cascade LNG Liquefaction Process, Thesis for the Degree of Master of Engineering, pp.5-8, 2009
- [30] Ho-Myung Chang, An efficient multi-stage Brayton - JT cycle for liquefaction of natural gas, Cryogenics 51, pp.278-286, 2011

감사의 글

뜨거운 가슴으로 시작한 2년의 대학원 생활을 이제 이 논문을 끝으로 마무리된다 하니 가슴 한구석이 허전합니다. 그동안 자신에게 한순간도 후회를 남기지 않는 삶을 살았는지 곰곰이 생각해봅니다.

철없던 학부시절부터 애정 어린 조언과 따뜻한 격려, 지도를 해주신 윤정인 교수님에게 진심으로 감사드리고 교수님을 통해 인생을 살아가는 데 있어 많은 것을 담아갑니다. 인생은 공부라고 말씀하시는 오후규 교수님, 따끔한 지적 속에 관심이 있는 김종수 교수님, 학과의 자신감을 일깨워주시는 금종수 교수님, 늘 학생들 편에서서 생각하시는 최광환 교수님, 학생들 교육에 열정이 넘치시는 정석권 교수님, 늘 웃음으로 맞아주시는 김은필 교수님. 정말 진심으로 감사드립니다.

엔시스 모임을 통해 좋은 말씀과 조언을 해주셨던 설원실 선배님, 김재돌 교수님, 한인근 선배님, 권오경 선배님, 차동안 선배님, 민경현 선배님, 이근태 선배님, 전철호 선배님, 이광배 선배님. 엔시스실험실 선배님들 감사합니다.

그리고 학부시절부터 석사 졸업할 때까지 학교 선배로서가 아닌 인생의 선배로서 인생의 방향과 방법을 알려주신 문춘근 선배님, 액화 사이클 과제를 통해 토론과 논문을 쓰는 법을 통해 많은 것을 알려주신 손창효 박사님, 실험실의 발전을 위해 늘 애쓰시는 백승문 선배님, 학부시절부터 밤을 새우며 실험을 하고 많은 꾸지람을 주셨던 이호생 형님. 그때는 힘들었지만 지금 생각해보면 한편 즐거웠고, 그때의 배웠던 공부가 석사생활에 큰 밑거름이 되었습니다. 그리고 늘 긍정적인 생각을 하는 이동훈 형님을 보며 저 또한 긍정적으로 변했습니다.

선배라는 호칭보다 형이 익숙한 규진이 형. 지금도 가끔 학부시절, 형의 실험을 도와줬던 생각이 납니다. 인간관계에 적을 두지 않아 늘 주위에 사람이 많은 형을 보며 많은 것을 생각하게끔 합니다. 듬직하고 리더쉽 있는 병주형, 매사에 포기란 없는 준혁이형, 제 논문이 있기에 많은 도움이 된 승택이형. 고맙습니다.

한 해 선배이면서 친구인 원재와 현우. 힘든 석사생활에 셋이 같이 모여 이야기를 나누던 것이 엇그제 같은데, 많은 시간이 흘렀구나. 이제 사회인이 되어 서로의 미래에 대해 이야기하자.

실험실 생활의 활력소 같고 힘들 때 늘 위로해준 지금은 졸업하고 사회인이 된 학과 동기들 진희형님, 인수, 진욱이에게 감사의 말을 전하고 싶습니다.

나의 짓궂은 장난에도 웃음으로 화답했던 착한 학부생들. 가끔 그 시절이 그리기도 하다. 재훈이, 재명이, 성훈이, 동일이, 진오 등 그동안 고마웠다.

늘 아들을 믿으며 저의 든든한 지원군 아버지, 늘 자식 걱정을 하시는 어머니, 하나밖에 없는 나의 여동생. 저에게 있어 가족은 살아가는 힘이자. 삶의 이유인 것 같습니다. 이렇게 졸업할 수 있도록 저를 돌봐주셔서 감사합니다. 언제나 멋진 아들이 되도록 노력하겠습니다.

모든 분의 도움으로 이 논문을 마무리하게 되었습니다. 다시 한번 감사드립니다.

