



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](#)

공학박사 학위논문

LNG냉열이용 부유식 냉동 및 발전  
복합플랜트 설계에 관한 연구

A Study on Floating type Combined Cold Storage and  
Power Plant using LNG Cold Energy



지도교수 도 덕 희

2017년 8월

한국해양대학교 대학원

공과대학 냉동 공조공학과

이 명 호

본 논문을 이명호의 공학박사 학위논문으로 인준함.

위원장      최 재 혁



위 원      백 태 실



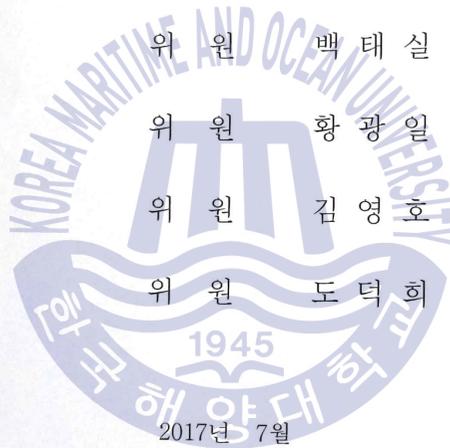
위 원      황 광 일



위 원      김 영 호



위 원      도 덕 희



한국해양대학교 대학원

# 목 차

List of Tables .....	V
List of Figures .....	VI
Abstract .....	X
제1장 서 론 .....	1
1.1 천연가스와 LNG의 역사 .....	2
1.2 냉장고의 역사 .....	3
1.3 연구 배경 LNG생산시스템 .....	5
제2장 LNG생산과 냉열의 활용 .....	8
2.1 LNG생산시스템 .....	10
2.1.1 가스 처리시스템 .....	10
2.1.2 액화공정 .....	13
2.2 LNG냉열의 활용 .....	19
2.2.1 LNG냉열이용 발전사업 .....	19
2.2.2 LNG냉열이용 공기액화 분리사업 .....	26
2.2.3 LNG냉열이용 저온 분쇄사업 .....	29
2.2.4 액화탄산 및 드라이아이스 사업 .....	30
2.2.5 냉동 및 냉장창고사업 .....	31
2.2.6 LNG냉열이용 지역냉방 .....	35
2.2.7 기타 냉열이용 기술현황 .....	37
2.3 LNG생산기지 냉열이용 현황 .....	39
2.3.1 천연가스 생산프로세스 .....	39
2.3.2 생산기지 냉열이용 가능량 .....	40
2.3.3 국내의 냉열 이용사례 .....	42

제3장 LNG냉열이용 부유식 냉동창고 설계 .....	43
3.1 기존 압축시스템과 냉열이용시스템 .....	43
3.1.1 기존 압축시스템 .....	43
3.1.2 LNG냉열이용 냉동창고 .....	44
3.1.3 LNG냉열이용 냉동창고의 장단점 .....	45
3.1.4 LNG냉열이용의 국내여건 .....	45
3.2 부유식 압축 냉동시스템 모델 .....	47
3.2.1 기본 모델의 개요 .....	47
3.2.2 부유식 압축 냉동시스템 .....	48
3.3 LNG 냉열이용 부유식 냉동시스템 .....	75
3.3.1 LNG 열교환기의 가용 냉열 .....	75
3.3.2 기본모델의 설계 개요 .....	82
3.3.3 적용시스템 모델 1 .....	84
3.3.4 적용시스템 모델 2 .....	91
3.3.5 적용시스템 모델 3 .....	102
3.3.6 적용시스템 모델 4 .....	112
3.4 기관실 유틸리티 시스템 .....	122
3.4.1 발전 시스템 .....	122
3.4.2 보조기계 시스템 .....	123
3.5 펌프 룸 시스템 .....	124
3.5.1 LNG 공급 시스템 .....	125
3.5.2 브라인 공급 시스템 .....	126
3.5.3 온도 제어 시스템 .....	127
3.6 예시모델의 특징 .....	128
3.7 상황별 LNG 소요량 변화 .....	132
3.7.1 냉동 물량변화에 따른 LNG 소요량 .....	132
3.7.2 외기온도 변화에 따른 LNG 소요량 .....	134

3.8 적용모델의 경제성 평가 .....	137
3.8.1 기계식 압축냉동시스템의 생산비용 .....	137
3.8.2 LNG 냉열시스템의 생산비용 .....	138
3.9 본 과제에의 결과요약 .....	138
제4장 결론 .....	139
감사의 글 .....	141
참고문헌 .....	142
부록 .....	147



## List of Tables

Table 1.1 World energy prospective .....	2
Table 2.1 Cryogenic zone and application .....	8
Table 2.2 Field of industry using cold energy .....	9
Table 2.3 Refrigerants boiling point .....	16
Table 2.4 Classification by kind of refrigerant .....	18
Table 2.5 Number of cycle .....	18
Table 2.6 Cold energy available in LNG receiving terminal .....	41
Table 3.1 Cooling chamber .....	49
Table 3.2 Accommodation area(18°C) .....	49
Table 3.3 Freezing energy of tuna in fish refrigerator .....	51
Table 3.4 Specification of fish refrigerator .....	52
Table 3.5 Freezing energy of meat in meat refrigerator .....	59
Table 3.6 Specification of meat refrigerator .....	59
Table 3.7 Freezing energy of banana in vegetable refrigerator .....	63
Table 3.8 Specification of vegetable refrigerator .....	63
Table 3.9 Specification of accommodation .....	68
Table 3.10 Required refrigeration energy .....	74
Table 3.11 Required electric power .....	74
Table 3.12 Energy calorific value conversion standard .....	121
Table 3.13 SFOC and Heat Rate to ISO conditions .....	121
Table 3.14 Comparison table of power with gas consumption .....	121
Table 3.15 LNG consumption in different outside temp. ....	134
Table 3.16 LNG consumption and expense .....	137
Table 3.17 Summary of results .....	138

## List of Figures

Fig. 1.1 Conventional NG supply system .....	5
Fig. 1.2 Cascade of using LNG cold energy .....	6
Fig. 1.3 LNG vaporizing system for power generator .....	7
Fig. 2.1 LNG production process .....	10
Fig. 2.2 Gas treatment system .....	11
Fig. 2.3 Vapor compression cycle .....	15
Fig. 2.4 Conoco Phillips simple cascade cycle .....	16
Fig. 2.5 Reverse Rayton cycle .....	18
Fig. 2.6 Basic turbine generation system using LNG .....	21
Fig. 2.7 LNG direct expansion cycle .....	22
Fig. 2.8 Rankine cycle .....	22
Fig. 2.9 Combined process of the two methods .....	23
Fig. 2.10 Closed Brayton cycle .....	23
Fig. 2.11 Open Brayton cycle .....	24
Fig. 2.12 Air liquefaction and sep. facility using LNG cold energy .....	27
Fig. 2.13 Operation condition of cold storage 1 .....	33
Fig. 2.14 Operation condition of cold storage 2 .....	34
Fig. 2.15 Conventional district air conditioning system .....	36
Fig. 2.16 District air conditioning system using LNG cold energy .....	36
Fig. 2.17 Utilization of LNG cold energy .....	38
Fig. 2.18 City gas supply system in LNG terminal .....	39
Fig. 2.19 Energy flow on LNG process in winter(summer) season .....	40
Fig. 2.20 Exergy flow on LNG process in winter(summer) season .....	41

Fig. 3.1 Mechanical compression type refrigerator system .....	43
Fig. 3.2 Conventional cold chamber system .....	44
Fig. 3.3 Oil fueled floating type freezing warehouse .....	47
Fig. 3.4 Floating type conventional refrigeration system .....	48
Fig. 3.5 Mechanical fish refrigeration system .....	50
Fig. 3.6 Convective heat transfer .....	53
Fig. 3.7 Overall heat transfer .....	55
Fig. 3.8 Heat transfer of fish refrigerator .....	56
Fig. 3.9 Electric power per USRT .....	57
Fig. 3.10 Mechanical meat refrigeration system .....	58
Fig. 3.11 Heat transfer of meat refrigerator .....	60
Fig. 3.12 Mechanical vegetable refrigeration system .....	62
Fig. 3.13 Heat transfer of vegetable refrigerator .....	64
Fig. 3.14 Air conditioning system in accommodation .....	66
Fig. 3.15 Load of air conditioning system in accommodation .....	67
Fig. 3.16 Psychrometric chart .....	71
Fig. 3.17 En-ch graph for various outlet at inlet temp of $-140^{\circ}\text{C}$ .....	75
Fig. 3.18 En-ch graph for various outlet at inlet temp of $-145^{\circ}\text{C}$ .....	76
Fig. 3.19 En-ch graph for various outlet at inlet temp of $-150^{\circ}\text{C}$ .....	76
Fig. 3.20 En-ch graph for various outlet at inlet temp of $-155^{\circ}\text{C}$ .....	77
Fig. 3.21 En-ch graph for various outlet at inlet temp of $-160^{\circ}\text{C}$ .....	77
Fig. 3.22 Enthalpy change 3D graph between in and outlet temp. ....	78
Fig. 3.23 RT change graph on outlet temp. from $-140^{\circ}\text{C}$ .....	79
Fig. 3.24 RT change graph on outlet temp. from $-145^{\circ}\text{C}$ .....	79
Fig. 3.25 RT change graph on outlet temp. from $-150^{\circ}\text{C}$ .....	80
Fig. 3.26 RT change graph on outlet temp. from $-155^{\circ}\text{C}$ .....	80

Fig. 3.27 RT change graph on outlet temp. from -160°C .....	81
Fig. 3.28 RT change 3D graph between in and outlet temp. ....	81
Fig. 3.29 LNG fueled floating type warehouse .....	82
Fig. 3.30 Arrangement of refrigerator using LNG cold energy .....	83
Fig. 3.31 Refrigeration system using LNG cold energy model 1 .....	84
Fig. 3.32 Enthalpy change from inlet -150°C to outlet 5.0°C .....	85
Fig. 3.33 Fish quick refrigeration system using cold LNG model 1 .....	87
Fig. 3.34 Refrigeration system using LNG cold energy model 1 .....	88
Fig. 3.35 Vegetable refrigerator using LNG cold energy model 1 .....	89
Fig. 3.36 Air conditioning system using LNG cold energy model 1 .....	90
Fig. 3.37 Refrigeration system using LNG cold energy model 2 .....	91
Fig. 3.38 Quick refrigeration system using cold LNG model 2 .....	93
Fig. 3.39 Enthalpy change on inlet temp. -150°C to outlet -95.3°C .....	94
Fig. 3.40 Refrigeration system using LNG cold energy model 2 .....	95
Fig. 3.41 Enthalpy change on inlet temp. -95.3°C to outlet -58.6°C .....	96
Fig. 3.42 Vegetable refrigerator using LNG cold energy model 2 .....	97
Fig. 3.43 Enthalpy change on inlet temp. -58.6°C to outlet -51.3°C .....	98
Fig. 3.44 Air conditioning system using LNG cold energy model 2 .....	99
Fig. 3.45 Enthalpy change on inlet temp. -51.3°C to outlet 5.1°C .....	100
Fig. 3.46 Refrigeration system using LNG cold energy model 3 .....	102
Fig. 3.47 Enthalpy change on inlet temp. -150°C to outlet -58.6°C .....	104
Fig. 3.48 LNG and brine circulation of refrigeration system model 3 .....	105
Fig. 3.49 Fish and meat ref. system using LNG cold energy model 3 .....	107
Fig. 3.50 Enthalpy change on inlet temp. -58.6°C to outlet 5°C .....	108
Fig. 3.51 LNG circulation of vegetable refrigerator and AHU .....	109
Fig. 3.52 Vegetable and AHU system using LNG cold energy .....	111

Fig. 3.53 Refrigeration system using LNG cold energy model 4 .....	112
Fig. 3.54 LNG and brine circulation of quick freezing system .....	114
Fig. 3.55 Enthalpy change on inlet temp. $-150^{\circ}\text{C}$ to outlet $-95.3^{\circ}\text{C}$ .....	114
Fig. 3.56 Enthalpy change on inlet temp. $-95.3^{\circ}\text{C}$ to outlet $5^{\circ}\text{C}$ .....	116
Fig. 3.57 LNG and brine circulation of H.T refrigeration system .....	117
Fig. 3.58 Brine circulation of refrigeration system .....	118
Fig. 3.59 Brine circulation of vegetable refrigeration system .....	119
Fig. 3.60 Brine circulation of Air conditioning system .....	120
Fig. 3.61 Arrangement of engine room 1 <sup>st</sup> floor .....	122
Fig. 3.62 Arrangement of engine room 2 <sup>nd</sup> floor .....	124
Fig. 3.63 Arrangement of pump room .....	125
Fig. 3.64 LNG supply system .....	125
Fig. 3.65 Brine supply system .....	126
Fig. 3.66 Temperature control system .....	127
Fig. 3.67 System model 1 and 2 .....	128
Fig. 3.68 System model 3 and 4 .....	129
Fig. 3.69 Arrangement of upper deck & engine room .....	131
Fig. 3.70 LNG mass by cooling power in fish refrigerator( $40$ to $-60^{\circ}\text{C}$ ) .....	132
Fig. 3.71 LNG mass by cooling power in meat refrigerator( $40$ to $-25^{\circ}\text{C}$ ) .....	133
Fig. 3.72 LNG mass by cooling power in vegetable refrigerator( $40$ to $+4^{\circ}\text{C}$ ) .....	133
Fig. 3.73 LNG mass by cooling power in Accommodation ( $40$ to $+18^{\circ}\text{C}$ ) .....	134
Fig. 3.74 LNG mass by outlet temp. in fish refrigerator .....	135
Fig. 3.75 LNG mass by outlet temp. in meat refrigerator .....	135
Fig. 3.76 LNG mass by outlet temp. in vegetable refrigerator .....	136
Fig. 3.77 LNG mass by outlet temp. in accommodation .....	136

# A Study on Floating type Combined Cold Storage and Power Plant using LNG Cold Energy

Lee, Myoung Ho

Department of Refrigeration and HVAC Engineering  
Graduate School of Korea Maritime and Ocean University

## Abstract

Base on the energy diversification policy, Korea Gas Corporation started to import LNG from Indonesia in October 1986, and supplied natural gas to Gyeongin area through commercial operation of Pyeongtaek LNG terminal and imported from Malaysia in September 1991 also from July 1993 began to supplying to the Central area and also to the Yeongnam and Honam area. After that, commercial operation was started at the Incheon LNG terminal and the gas was supplied to the Busan area.

In the first decade since importing, LNG annual use amount is 17 million tons, the amount used every year increases, the basic fuel for catering and heating necessary for daily routine for the first time in 20 years has changed from briquettes and oil to city gas.

In order to reduce the volume of NG, liquefy the temperature to  $-162^{\circ}\text{C}$ , transport it to the LNG carrier, store it in the LNG storage tank of Incheon, Pyeongtaek, Tongyoung and Gwangyang terminal and then supply to consumers after revaporizing it.

Methane, which is the main component of natural gas used as city gas, supplies high energy of 13,000 kcal/kg in the combustion process, so it plays a role as an excellent energy source, and to supply it to customers, LNG using a seawater type carburetor to heat to normal temperature NG, 200 kcal/kg of cold heat which is 2.5 times higher than the heat of ice melting which is the core heat source of ice heat storage is discarded to

the sea.

The theoretical method for recovering the LNG cold which is discarded in this manner can use  $-155^{\circ}\text{C}$  cold heat generated in the vaporization process of LNG for liquefaction separation of air, released after liquefaction separation  $-130^{\circ}\text{C}$  cold heat used for low temperature crushing of waste tires  $-100^{\circ}\text{C}$  cold heat is used for metal forming and freezing warehouse and ice making and the cold heat generated after ice making can be supplied to cold heat required for cooling.

For this reason, academia and related companies have made great efforts, but in Korea, it is possible to use cold energy only if it is adjacent to the piping system supplied from the LNG receiving terminal. Due to the geopolitical restriction, it is judged that it can not recover the huge amount of cold heat released in the process of converting to gas and it is not economical.

However, in this study, we will focus on not only solving the above problems but also being able to recover enormous LNG cold heat if it is adjacent to the LNG supplier and the utilization recipient of LNG cold energy, I decided to do research on a freezing warehouse using LNG cold energy.

In the neighboring areas of the island of Indonesia, which is a producer and exporter of LNG, the existing mechanical compression refrigeration system is used for freezing fisheries such as tuna, which is a high quality fish family. In addition, LNG vaporization system is installed and NG is supplied to power production facilities reaching 100MW.

Therefore, a new concept, floating type Combined Cold storage and Power generator(CCP). This supply quick freezing warehouse using LNG cold energy and electricity from power generators using vaporized NG installed in the barge to Southeast Asia including Indonesia.

**KEY WORDS:** LNG, Methane, City gas, Cold energy, Vaporizer, Metal forming, Refrigeration crushing, Grid, CCP

## 제 1 장 서 론

1800년대 산업혁명 이후 화석연료에 의한  $\text{CO}_2$ 배출량은 년 간 300억 톤 이상이 되며 최근 년 간 약 40억 톤이 축적되었다는 보고와 함께 지난 100년간 지구 평균온도는  $1^\circ\text{C}$  이상이 상승하였고 금세기말 지구 평균기온이 최대  $6.4^\circ\text{C}$  상승되고 해수면도 약 60cm가 상승될 전망이라고 한다[1].

1992년에 리우환경개발회의에서 기후변화 협약이 채택되고, 1997년에는 교토 의정서에서 선진국은 1990년 5.2%의  $\text{CO}_2$ 감축과 2007년에는 발리로드맵이 채택 되기에 이르렀다[2].

이렇게 화석연료에 의한 온실가스배출이 대기의 온도를 올려 온실효과로 인한 극지방의 빙하가 녹고 해수의 온도가 올라가고 해류의 변화로 인한 이상기 후로 2003년 유럽폭염과 2005년 허리케인 카타리나로 미국 뉴올리언스의 피해 등과 같은 기후변화를 일으켜 생태계와 건강에 많은 재해를 일으킨다.

다량의 에너지를 소비하는 선진국들은 앞 다투어 화석연료를 줄이고 풍력, 수력, 파력, 조력, 태양열, 폐수열, 바이오, 지열 등의 새로운 신재생에너지에 관심을 가지고 많은 투자를 하고 있다.

그중에서도 LNG 터미널에서 수요자에게 천연가스를 공급하기 위해 열교환기에서 LNG를 가열하는 과정에서 냉각된 해수의 냉열에너지를 회수 이용하는 것도 일종의 신재생에너지라고 볼 수 있다.

이 LNG는 1821년 뉴욕에서 메탄이 대부분인 천연가스가 발견된 이후 오늘날 전 인류의 청정에너지로서 각광을 받게 될 때까지 운반과 보관을 위해 초저온인  $-163^\circ\text{C}$ 로 냉각 액화시킨 LNG에 대해서 많은 관심과 기술우위에 서기 위해 에너지강국들이 많은 연구와 기술개발에 박차를 가하고 있다.

많은 에너지를 사용하여 상온의 천연가스를  $-163^\circ\text{C}$ 로 냉각 액화시켜 만든 LNG를 수요자가 사용하기 위해서는 다시 초저온의 LNG를 기화시키는 과정에서 폐기되는 막대한 냉열에너지를 회수하기 위해 여러 가지 연구가 있었지만 국내에서는 LNG공급기지과 냉열이용처의 거리가 멀어 경제적으로 타당성이 없다는 결론이 나왔다.

하지만 이러한 지역적인 문제를 넘어 LNG공급처와 사용처의 거리를 단축시킨 신개념의 바지형 LNG냉열이용 냉동창고 및 발전시스템이 포함된 복합플랜트를 설계하여 LNG의 냉열을 회수하는 것이 이 연구논문의 기본개념이다.

## 1.1 천연가스와 LNG의 역사

### 1.1.1 천연가스의 역사

1821년 뉴욕의 프레도니아에서 세계 최초 유용한 천연가스전 발견을 계기로 1824년에는 조명용으로 상업화가 되었고 1870년에는 목재파이프라인을 설치한 후 1933년 펜실베이니아에서 동관을 건설하고 1950년부터 본격적으로 텍사스를 기점으로 장거리 고압 가스관을 건설하였다.

### 1.1.2 LNG의 역사

LNG의 경우는 1845년 프랑스 마이클 패러데이가 실험실 규모의 가스를 액화에 성공한 후 1910년 버지니아에서 가스 중에서 에탄과 프로판을 액화분리를 시작한 후 액화저장 프로세스가 개발되면서 1960년 노르웨이에서 멤브레인 탱크를 개발하여 2년 후에 프랑스에서 LNG를 해상 수송하는데 성공하였다.

1964년에 영국이 알제리로부터 LNG 수입을 시작하였고 일본은 1969년에 알레스카로부터 LNG를 수입하였다.

**Table 1.1** World energy prospective (Million toe)

1) Include bio-fuel 2) 2011~2030 Annual average(%)

	2010	2020	2025	2030	Growth rate <sup>2)</sup>
Liquid <sup>1)</sup>	4,032	4,407	4628	4761	0.8
Natural Gas	2843	3633	3938	4252	2.0
Coal	3532	4454	4617	4701	1.4
Nuclear	626	734	834	968	2.2
Water Power	779	996	1074	1157	2.0
Renewable energy	166	471	668	878	8.7
Total	11978	14694	668	878	1.7

Source: BP, Statical Review of World Energy, 2013

### 1.1.3 국내 LNG의 역사

우리나라의 LNG이용역사는 1986년 10월 한국가스공사가 인도네시아로부터

LNG수입을 시작으로 1978년 4월 경인지역인 평택인수기지에서 천연가스의 공급을 위한 상업운전을 개시하였으며 1991년 9월에는 말레이시아로부터 LNG도입을 시작하여 1993년 7월 중부권에 도시가스의 공급을 개시하고 1995년 11월부터 영남권과 호남권에도 도시가스의 공급을 시작하였다. 당시의 1995년도 연간 6,977천 톤을 공급하였으며 1996년 11월에 제2인수기지인 인천 인수기지의 상업운전이 시작되어 12월부터 부산지역에 가스공급을 시작했고 1997년에는 연간 약 11,323천 톤의 천연가스를 공급했으며 이는 1996년 대비 21.4%의 증가를 나타내었다.

2014년 현재 세계 1차 에너지공급원의 LNG 점유율이 약 21%이며 국내의 1차 에너지소비도 약 17%에 달하며 해마다 점점 늘어나고 있는 추세인 청정연료인 LNG는 매장량이 풍부하고 다른 연료원에 비해 가격과 공급이 안정적이라는 장점을 갖고 있다. 더욱이 우리나라는 도시가스를 전국에 공급할 수 있는 가스공급 배관망과 LNG 저장탱크, LNG선 건조시스템을 효과적으로 구축한 덕분에 선진 LNG 소비국으로 급부상했다.

국제 에너지기구(IEA)에 따르면 2040년에는 2012년 대비 37% 증가한 182.9억 toe에 이를 것이며 또한 LNG 점유율도 24%까지 증가할 것으로 전망하였다.

## 1.2 냉장고의 역사

약 2천5백여 년 전 중국 춘추전국시대로 거슬러 올라가면 겨울에 얼음을 저장했다가 여름에 내다쓰는 벌빙지라고 하는 얼음 창고가 있었는데 이는 여름철에는 무척 귀한 것으로 왕과 제후들만 먹을 수 있었다.

우리의 옛 선조들은 얼음창고인 빙고를 만들어놓고 겨울에 언 얼음을 미리 잘라 저장해 놓고 여름철에는 귀하기 때문에 정2품 이상관리들이 엄격히 관리했다. 신라시대의 대표적인 빙고가 경주에 있는 석빙고이며 조선시대에는 겨울에 한강의 얼음을 잘라 동빙고와 서빙고의 지하에 얼음을 저장하여 여름철 오랫동안 잘 보관하기 위해 빙고벽의 단열을 위해 진흙, 벗짚, 퇴비 등으로 쌓았다.

서양에서는 만년설을 좁은 벽과 벽 사이에 넣고 흙, 짚 등으로 막아 아이스

박스 같은 저장고를 만들어 음식물을 보관하였으며 마케도니아의 알렉산더대왕과 로마의 네로황제도 이러한 아이스박스를 만들어 사용한 것으로 알려지고 있으며, 19세기부터 본격적으로 가정이나 식당에서 아이스박스가 대중에 널리 사용되었다고 한다.

이제는 전기문명의 발달로 모든 집에 냉장고가 보급되었지만, 당시에는 여름철 귀족들만 볼 수 있는 귀한 얼음을 1748년 영국 글래스고대학의 윌리엄컬런 교수가 직접 만들어 보겠다는 일념으로 액체는 기체로 증발하여 상이 변할 때 필요한 기화열을 이용한 인공냉동법을 처음 완성하였으며, 그는 에틸에테르를 반 진공상태에서 기화시켜 냉동시키는데 성공하였다.

그 후 90여년이 지난 1834년 미국의 발명가 제이콥 퍼킨스가 인공적으로 얼음을 만드는 압축기의 특허를 등록하였으며, 퍼킨스는 압축기를 통해 압축된 에테르가 증발하면서 냉각효과를 내고 다시 응축시켜 계속적으로 에테르를 순환시키는 원리를 이용하여 오늘날 우리가 사용하는 냉장고의 기초가 되었다.

이러한 원리와 특허들을 개선 개발하여 1862년에 냉장고의 아버지라 불리는 스코틀랜드의 인쇄공 제임스 해리슨이 인쇄공정 중에 잉크를 지우는데 사용되는 에테르를 사용할 때마다 인쇄판의 온도가 떨어져 손이 시린 것에 호기심을 가져 주의 깊게 확인하고 지속적인 실험결과 이는 에테르가 기체로 증발될 때 주위로부터 기화열을 뺏는다는 것을 알아내어 최초의 공업용 냉장고를 발명하고 만들어 판매했다.

1873년 독일의 기관차제작 기술자인 카를 폰 린데가 처음으로 휴대용 압축 냉장기인 메탈에테르냉각기를 만들었고 3년 뒤인 1876년에 암모니아를 이용한 실용적인 소형의 압축식 냉장고를 발명하여 냉장고의 새로운 지평을 열었다.

하지만 암모니아는 냉동효과는 우수하지만 누설할 경우에는 불쾌한 냄새뿐만 아니라 인체에도 매우 해로운 독성가스로서 대체냉매를 찾으려고 노력한 결과 1920년대에 들어 프레온가스냉매의 개발을 이루었고 1930년 미국의 듀폰사가 화학적으로 안정된 프레온가스를 냉매로 사용하고 냉매를 압축 순환시키는 소형 압축기가 개발되어 오늘날의 모습을 갖추게 되었다.

1862년 제임스 해리슨이 공업용 냉장고를 만들어 팔았다면 그 후 1911년 미

국의 제너럴 일렉트릭사가 최초의 가정용 냉장고를 만들었으며, 1915년 알프레드 멜로우즈가 회사를 세워 조금 더 발전된 형태의 가정용 냉장고를 수작업으로 소량 생산하였으며 1918년 제너럴일렉트릭이 멜로우즈의 회사를 인수하여 본격적으로 가정용 냉장고를 대량생산하기 시작했다[3].

우리나라에서는 1965년 금성사가 국산냉장고 1호를 생산으로 삼성전자 등 가전사들이 앞을 다투어 생산하기 시작하였으며, 21세기에는 무소음, 무공해 냉매의 개발을 위해 새로운 냉동법의 개발에 박차를 가하고 있다.

### 1.3 연구 배경

우리나라는 에너지 다변화정책에 따라 1986년 10월에 한국가스공사가 인도네시아로부터 LNG 수입을 시작하면서 평택인수기지의 상업운전으로 경인지역에 천연가스의 공급을 하고 1991년 9월부터 말레이시아로부터의 수입으로 1993년 7월부터는 중부권에도 공급을 시작하고 또 2년 후에는 영남권과 호남권에도 공급을 시작한 후 인천인수기지에서도 상업운전을 개시하여 부산지역에도 가스를 공급함으로써 전국적으로 LNG사용이 본격화되었다.

도입을 시작한지 10년 만에 LNG의 연간사용량은 1,700만 톤으로 해마다 증가하여 20년 만에 일상에 필요한 취사와 난방의 기본연료가 연탄, 석유에서 도시가스로 바뀌었고 천연가스의 부피를 줄이기 위하여  $-162^{\circ}\text{C}$ 의 초저온 액체 상태로 수송선에 실려 온 LNG는 인천, 평택, 통영 및 광양인수기지의 LNG저장탱크에 저장 후 다시 기화시켜 소비자들에게 공급한다.

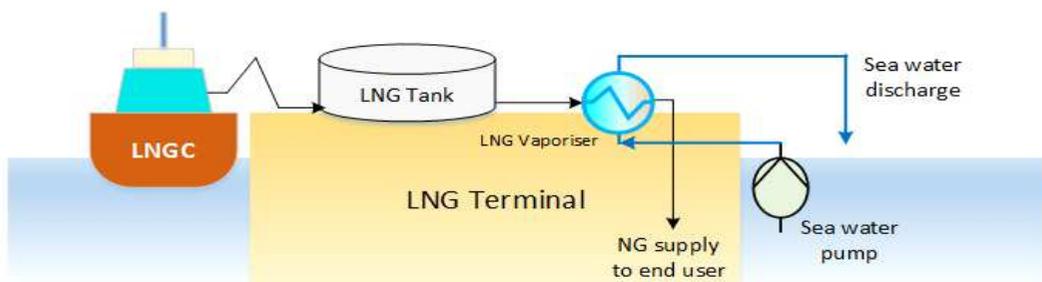
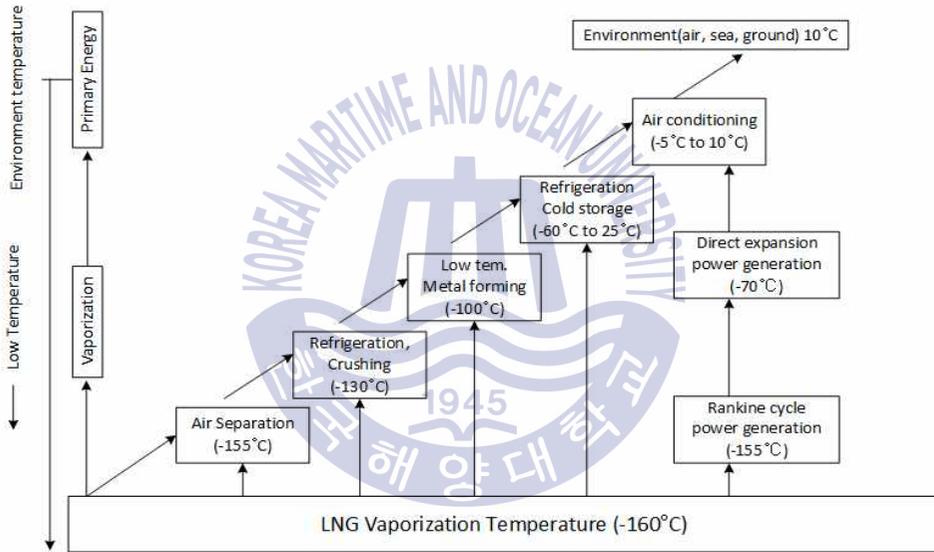


Fig. 1.1 Conventional NG supply system

도시가스로 쓰이는 천연가스의 주성분인 메탄가스는 연소과정에서 13,000 kcal/kg의 높은 에너지를 공급하기 때문에 우수한 에너지원의 역할을 한다. 또한 Fig. 1.1처럼  $-162^{\circ}\text{C}$ 의 LNG를 해수로 가열 기화시켜 도시가스를 생산하여 수요처에 공급하기 위한 과정에서 부가에너지로 약 200kcal/kg의 냉열이 발생하는데 이것은 도시가스 발열량에 비하면 1/65로 작은 에너지이지만 빙축열의 핵심열원인 얼음의 용해열 79.6kcal/kg보다는 2.5배의 에너지로 대단히 중요한 자원임에도 불구하고 해수로 버려지고 있다.



Source: Research Projects for LNG Untreated Cold Heat

**Fig. 1.2** Cascade of using LNG cold energy

LNG를 기화하는 과정에서 해수, 대기 혹은 전기를 사용하여 가열하여 버리고 있는 막대한 냉열을 외부로 버리는 대신 Fig. 1.2에서와 같이  $-162^{\circ}\text{C}$  LNG의 기화과정에서 초저온의 냉열을 단계적으로 이용하는 캐스케이드개념을 적용하여  $-155^{\circ}\text{C}$ 에서 공기액화 분리의 냉열원으로 사용될 수 있으며, 액화분리 후 방출되는  $-130^{\circ}\text{C}$ 의 냉열은 폐타이어의 저온파쇄에 사용하고 나온  $-100^{\circ}\text{C}$ 의 냉열은 금속성형(metal forming)과 냉동창고의 냉열에 사용될 수 있으며 금속성형에서 방출된 냉열은 얼음의 제조에 사용되고 얼음제조 후 발생한 냉열은 냉방

에 필요한 냉열로 공급이 가능하다.

그러나 국내의 경우 LNG인수기지에서 공급되는 배관시스템에 인접하여야만 냉열에너지의 사용이 가능하다는 지정학적인 제약으로 LNG를 상온의 천연가스로 바꾸는 과정에서 방출되는 막대한 양의 냉열을 회수하지 못하고 있다.

하지만 LNG의 주생산국이면서 수출국인 섬나라 인도네시아에서는 연안의 인근지역에서 Fig. 1.3과 같은 LNG기화시스템을 설치하여 100MW에 달하는 발전플랜트에 기화된 NG를 공급하고 있지만 고급수산물인 참치의 급속냉동과 과일 등 야채의 냉장을 위해서는 전기를 공급받아 기존 기계식 압축냉동시스템을 운영하고 있다.

따라서 이러한 인도네시아를 포함한 동남아시아 지역에 전기와 냉동창고가 필요한 곳으로 찾아가 LNG냉열을 이용한 이동식 급속냉동창고를 제공하고 기화된 LNG를 연료로 바지에 설치된 발전기에서 생산된 전력을 육상그리드에 공급하는 새로운 개념의 바지형 LNG냉열이용 냉동 복합발전플랜트를 설계하고자 한다.

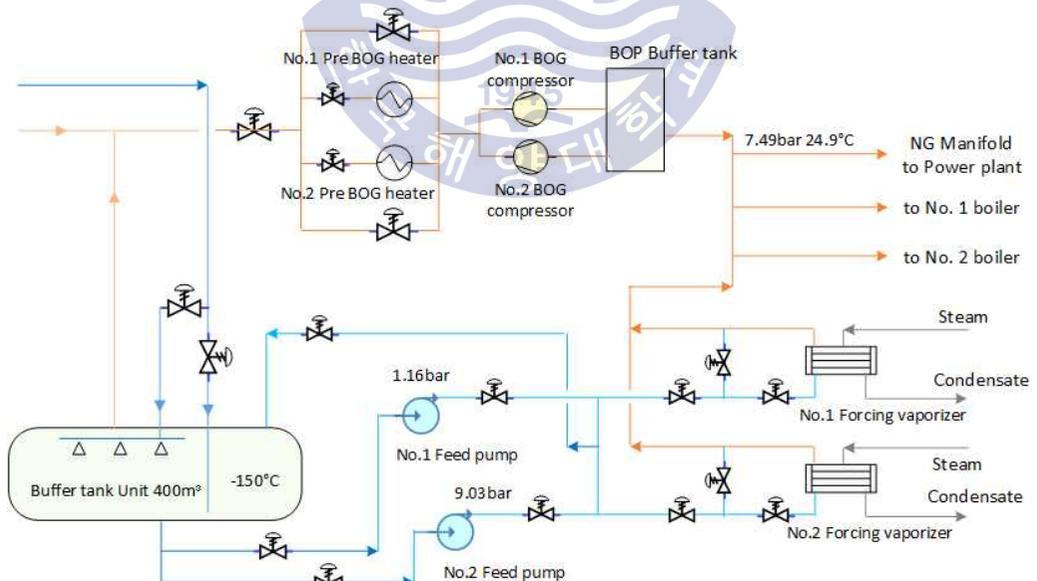


Fig. 1.3 LNG vaporizing system for power generator

## 제 2 장 LNG생산과 냉열의 활용

초저온 관련기술은 에너지산업, 전기 및 전자산업, 생물공학, 의료분야, 수송 산업, 우주항공 산업 등 응용범위가 매우 광범위하고, 외국에서는 오래전부터 상용화되어 많은 산업분야에 활용되고 있으며, 극·초저온 기술에 관한 연구 방향은 크게 극저온 분야인 초전도공학, 초저온기술학, 안전공학 등으로 구분되고 있다.

Table 2.1 Cryogenic zone and application

Division	Low temperature	Cryogenic temperature	Cryogenic temperature
Temp. range	over -50°C	-50°C to -200°C	Below -200°C
Freezing method	Mechanical	Liquefied gas	Cryogenic pump
Refrigerant	Freon, Ammonia	LNG, LN2	He, H2
Application	Freezing warehouse	Rapid freezing, Low temp. grinding	Mag. levitation, superconductivity, Biotechnology

초전도공학의 기초인 초전도현상은 어떤 금속이나 합금을 임계온도이하인 절대온도 -273°C에 가까운 극저온으로 냉각시키면 그들의 전기저항이 갑자기 없어지는 현상으로서 이런 현상을 응용할 수 있는 기술은 완전도체 성질을 이용한 대규모응용으로는 핵융합로, 초전도 전력수송, 에너지저장, 자기부상열차 등이 있으며 조셉슨효과를 이용한 소규모응용으로는 과전도법, 컴퓨터의 스위칭소자와 기억소자, 초고감도 자력계 등이 있으며 또한 무한히 존재하는 차세대 에너지원인 수소가스를 액화하여 저장능력을 극대화시키는 기술도 극저온 영역이다.

초저온기술을 응용하는 분야는 현재 우리주변에서도 많이 접할 수 있다. 제일먼저 초저온 산업용가스인 액화산소, 질소, 아르곤 등을 이용한 소재절단, 열처리 등이 있으며 그 다음으로는 의료용인 혈액 및 생체보관 등을 들 수 있고,

또 공기를 액화 분리하여 액화산소, 액화질소 등을 생산하며 이들을 연료로 하여 우주왕복선이나 로켓발사에 필요한 추진연료로 사용하고 있다.

이밖에도 인체의 단층촬영장치, 생체보관, 식품냉동, 의학 및 생물공학에도 많이 응용하고 있는데 극저온펌프는 극저온시스템 및 연구 등에 필요한 초고진공을 얻는데 응용되기도 하며 LNG냉열을 이용한 페타이어 냉동분쇄기술 등이 있다.

**Table 2.2** Field of industry using cold energy

Gas name	Temp. range	Process using cryogenic
CO <sub>2</sub>	-78.9℃	Freezing of agricultural and marine food, dried, low temperature grinding of plastic products, production of dry ice
Ethylene gas	-100℃	Separation of ethylene in the ethylene production process, low temperature grinding of tubber tire
LNG	-162℃	Low-temperature crushing of waste cars, cold power generation, nuclear waste disposal
LN <sub>2</sub>	-183℃	Blood, sperm, bio-preservation, aerospace fuel
	-196℃	Rapid freezing of agricultural and marine products, low temperature grinding, low temperature cable, liquid oxygen, nitrogen, argon manufacturing
H <sub>2</sub>	-253℃	Hydrogen liquefaction and storage, transportation, superconductivity utilization, magnetic levitation trains, genetic engineering
Liquefied H <sub>e</sub>	-269℃	Helium gas liquefaction, storage, transport, bio-freezing, superconducting and magnetic levitation trains, genetic engineering

## 2.1 LNG 생산 시스템

우리나라는 세계에서 수위로 꼽히는 LNG 수입국가로서 인수기지인 가스공사의 LNG터미널은 수입된 LNG를 가스형태로 사용처에 공급하기 위해 저장된 LNG를 기화기를 통해 기화시켜 공급하는 역할을 주로 하고 있으며, NG를 직접 냉각액화시키는 액화장치는 없으며 단지 증발된 가스(BOG)를 LNG탱크에 주입하여 저장된 LNG에 직접 접촉시킴으로써 액화시키는 방식이다.

따라서 LNG를 수출하는 인도네시아, 말레이시아 및 카타르 등 산유국의 생산기지에서는 궁극적으로는 우리가 냉열에너지로 회수해야할 많은 에너지를 투입하여 Fig. 2.1과 같은 공정으로 천연가스를 압축 냉각하여 LNG로 만든다.

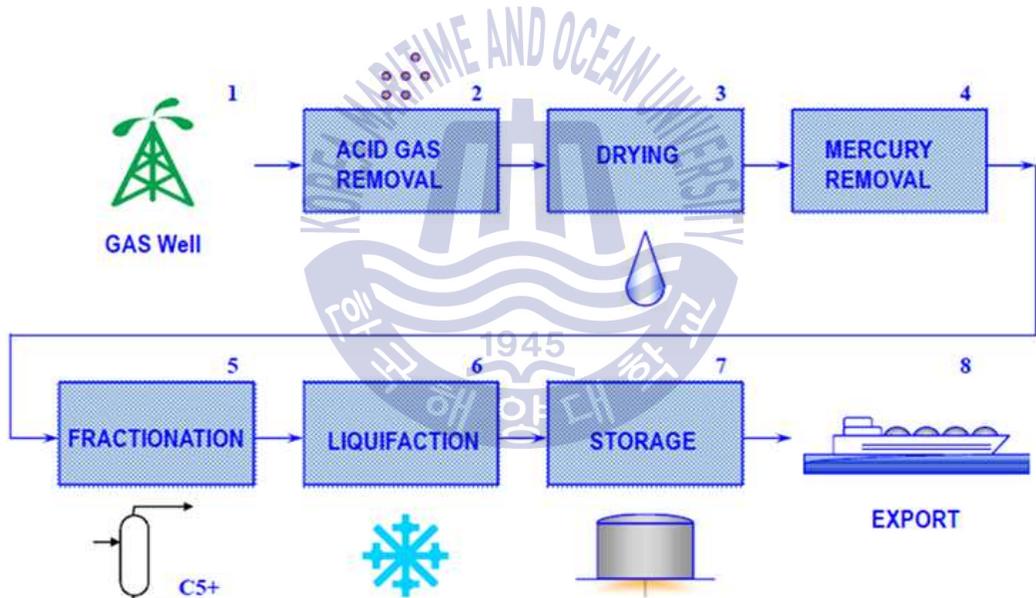


Fig. 2.1 LNG Production Process

### 2.1.1 가스 처리시스템

LNG 생산시스템의 최종목적은 천연가스인 NG를 냉각액화 시킴으로써 1/600로 체적을 감소시켜 운반과 보관하기에 편리한 LNG를 만들기 위한 공정으로서 Fig. 2.2는 well에서 올라온 가스를 액화공정에 들어가기 전에 불순물을 제거하여 수요자인 산업체나 주거용으로 배관을 통해 순수한 LNG를 만들어 보

내주기 위한 공정시스템으로서 액화 전에 하는 공정이다.

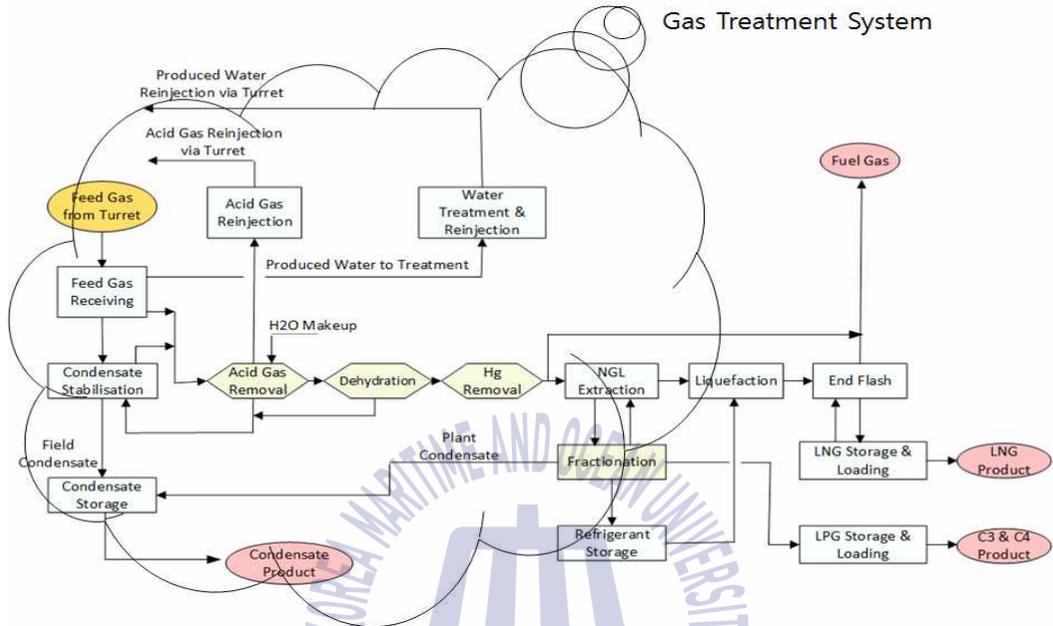


Fig. 2.2 Gas Treatment System

Well에서 올라온 NG를 액화하는 공정에 들어가기 전에 제거해야할 불필요한 주요 이물질로는 부식성이 강한 유황성분인 H<sub>2</sub>S가 들어있는 사위가스 및 이산화탄소성분의 탄산가스를 포함한 산성가스, 낮은 온도에서 결빙하여 배관과 장비에 손상을 일으키는 가스에 포함되어 있는 수분 그리고 알루미늄 합금에 치명적인 부식현상을 일으키는 수은을 제거하는 공정들이 마지막 액화하기 전에 하는 가스 전처리 공정이다.

### 1) 산성가스 제거장치

산성 가스는 천연가스나 석유가스에 많이 섞여있는 H<sub>2</sub>S, CO<sub>2</sub> 등과 같은 산성가스를 의미하며 엄격히 말하면 천연가스에 H<sub>2</sub>S가 표준온도와 압력 하에서 4 ppmv인 5.7 mg/m<sup>3</sup>이상 포함되어있을 경우 사위가스라고 하고 낮은 농도에서도 독성이 강한 위험물질이며 산화 시에는 또 다른 환경규제물질인 SO<sub>2</sub>를

생성하여 하부공정에 부식을 발생시켜 제품의 품질을 떨어뜨린다.

CO<sub>2</sub>와 같은 탄산가스를 산성가스라고 하며 발열량이 낮아 연료로서 가치가 없어 반드시 제거해야 한다.

## 2) 습기 제거장치

천연가스속의 산성가스를 제거하기 위해 설치된 산성가스제거장치를 통과하는 과정에서 추가로 발생된 물과 초기 습가스에 포함되어있는 물은 배관의 부식과 하이드레이트의 생성으로 액화과정에서 결빙의 주원인이 되므로 액화공정이전에 반드시 제거해야하는 필수공정이다.

## 3) 수은 제거장치

비등점 -38.83℃ 끓는점 356.73℃의 상온에서 액체금속으로 존재하는 수은은 알루미늄, 구리, 주석, 납, 카드뮴 등과도 결합하여 아말감을 쉽게 만들고 특히나 알루미늄에 닿으면 급속하게 부식을 일으켜 손상을 일으킴으로 극저온의 LNG탱크와 LNG설비 및 열교환기 등에 많이 사용되는 알루미늄합금에 치명적이기 때문에 액화공정 이전에 반드시 제거되어야한다.

천연가스 속에 포함되어 있는 수은은 유기질, 무기질, 유기이온 등의 원소상태로 존재하며 현재까지 수은을 얼마까지 제거해야 되는지는 정해지지 않았지만 대부분의 장비운전자들은 전부 제거해야 한다고 말하며 최근의 장비로 검출되는 최저 농도인 0.01 μg/Nm<sup>3</sup>이하라면 모두 제거되었다고 할 수 있다.

## 4) 중질 탄화수소 제거장치

천연가스(NG)에는 메탄, 에탄, 프로판, 부탄, 탄산가스, 산소, 질소 및 염화수소 등이 포함되어 있지만 액화천연가스(LNG)는 대부분이 메탄가스로 이루어져 있으며 5%이내 기타 소량의 가스가 포함되어있다.

탄화수소는 탄소(C)와 수소(H)만으로 이루어진 유기화합물로서 액화공정에 필요한 가장 가볍고 간단한 탄화수소는 탄소1개와 수소4개로 이루어진 메탄(CH<sub>4</sub>)이며 프로판(C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>)을 포함하여 탄소가 3개 이상인 탄화수소를 중질탄화수소(HHC: Heavy Hydro Carbon)라고 하며 그 중에서도 C<sub>3</sub>~C<sub>4</sub>는 상온에서 가스

상태로 존재하며 C<sub>5</sub>이상의 탄화수소는 상온에서 액체상태로 존재하는 천연가스액(NGL: Natural Gas Liquid)이라고 한다.

이러한 천연가스액을 제거해야 되는 이유는 초저온의 액화공정에서 융점이 높은 천연가스액이 얼어서 배관을 막지 않도록 액화공정 전에 제거해 주어야 하고 또한 LNG사용자의 요구사양에도 맞추어야 한다.

## 2.1.2 액화공정

Fig. 2.2의 가스처리시스템에서 천연가스 속에 포함된 불필요한 물질과 산성가스, 탄산가스, 수은 그리고 물과 증질탄화수소가 제거되어 액화준비가 된 건조한 가스는 메탄가스가 대부분으로 이 메탄가스를 저장과 운반이 편리한 LNG로 액화시키면 체적이 1/600로 줄어들지만 이렇게 액화시키기 위해서는 대기압 상태에서 메탄가스의 비등점인  $-162^{\circ}\text{C}$  이하의 초저온으로 냉각시키는 LNG액화공정이 필요하다.

### 1) 액화공정의 기본원리

이 메탄가스를 상온에서  $-162^{\circ}\text{C}$ 의 초저온으로 냉각시키기 위한 냉동설비의 냉매는 구성성분에 따라 특성의 열역학적인 물성치를 가진 냉매가 대표적으로 사용되며 크게 순수냉매와 혼합냉매가 사용된다.

기본적으로 열역학에서 가장 효율적인 액화시스템은 냉매의 냉각곡선과 액화될 가스의 곡선이 잘 일치되어야 한다. 혼합냉매인 MR은 냉매를 여러 압력 변동으로 운전하지 않아도 천연가스의 냉각곡선과 잘 일치되기 때문에 고효율의 공정에 많이 사용된다[4].

#### 1-1) 순수 냉매(Pure Refrigerant)

증기 압축식 냉동사이클의 경우 순수냉매인 프로판의 증발온도는 압력에 따라  $-30^{\circ}\text{C}$ 에서  $-40^{\circ}\text{C}$  정도이기 때문에  $-160^{\circ}\text{C}$  이하의 LNG의 액화공정에 냉매로서 사용할 수가 없어 냉매로서의 메탄의 증발온도는 LNG로 액화시킬 만큼 충분한 저온이지만 방열시켜야 할 응축온도가 일반적인 히트싱크인 냉각수와 냉각공기의 온도보다 낮기 때문에 열을 방열시켜줄 수가 없어 캐스케이드 사이클

을 이용한다.

가스냉매 사이클에서는 냉매가 가스 상태로만 존재하기 때문에 순수냉매로서는 주로 메탄과 질소가 사용된다.

### 1-2) 혼합 냉매(Mixed Refrigerant)

기존의 다단계나 캐스케이드 냉각시스템에서 사용하는 여러개의 순수냉매 대신에 혼합된 냉매를 사용하면 비등점이 달라 냉매가 기화하거나 응축하는 과정에서 일정한 압력 하에서 일정한 온도와 기체 및 액체조성을 유지하지 않는다.

증기 압축식 냉동사이클에서 혼합냉매의 증발온도가 각기 다르기 때문에 순수냉매의 경우와 같이 등온 열교환을 하지 않고 상변화를 하게 되어 공정상 냉각 요구조건과 비슷한 온도범위에서 기화할 수 있도록 선택되어 탄화수소와 질소의 혼합물이 특정 냉각시스템에서 요구되는 냉각특성을 제공한다.

### 1-3) 냉각 단계

천연가스를 액화시키기 위해서는 이보다 저온의 냉매가 필요하게 되며, 상온의 천연가스가 냉매와 열 교환하여 최종  $-160^{\circ}\text{C}$  이하의 과냉각 LNG를 만들기 위해서는 예냉, 액화 그리고 과냉의 단계를 거쳐야한다.

#### 가. 예냉(Pre cooling)

프로판 냉동사이클로 NG를  $40^{\circ}\text{C}$  에서  $-40^{\circ}\text{C}$  까지 냉각

#### 나. 액화

혼합냉매의 냉동사이클에서  $-40^{\circ}\text{C}$  에서  $-100^{\circ}\text{C}$  까지 냉각하여 NG가 상변화를 하는 구간으로서 상압하에서는 약  $-160^{\circ}\text{C}$  이나 일반적으로 LNG액화공정은 55 bar 이상에서 진행되므로  $-90^{\circ}\text{C}$  에서  $-100^{\circ}\text{C}$  사이에서 상변화를 일으키며 순수 냉매 캐스케이드 사이클인 경우에는 에틸렌이 냉매로 사용된다.

## 다. 과냉(Sub cooling)

LNG를  $-100^{\circ}\text{C}$  에서  $-160^{\circ}\text{C}$  까지 과냉시키는 구간으로서 최종 고압에서 액화된 LNG가 상압탱크에 저장될 때 감압으로 인해 발생하는 플래시가스를 줄이기 위해 과냉각하며 순수냉매 캐스케이드인 경우는 메탄을 냉매로 사용한다.

이때 상압의 카고탱크에 저장하기 위해 압력을 떨어뜨리는 과정에서 가벼운 성분부터 급속히 기화하는 플래시가스 속에 포함된 다량의 질소를 제거하여 질소함량스펙을 맞추기 위한 질소 리젝션 공정이라고 한다.

## 2) 냉동사이클

### 2-1) 이상기체 압축 냉동사이클

일반적으로 에어컨이나 냉장고에 널리 이용되는 액체의 단열팽창 시 압력강하에 따라 온도가 같이 떨어지는 줄 톱슨효과를 이용한 것이다. 천연가스 액화 공정에서는 혼합냉매(MR) 사이클과 순수냉매 사이클을 다단으로 연결시킨 캐스케이드 사이클이 응용된 사이클이라 할 수 있다.

이는 증발기내에서 증발기로부터 기화열을 빼앗아 기화된 냉매는 압축기로 기계적인 일을 가해 고온고압의 가스가 된다. 고온고압의 냉매가스를 응축기에서 냉각시켜 액화된 냉매 액을 팽창밸브에서 팽창시켜 압력을 낮추어 증발기에 보내면 기화되면서 주위로부터 기화열을 빼어 냉각시키고 다시 압축기에 흡입되는 공정을 반복한다.

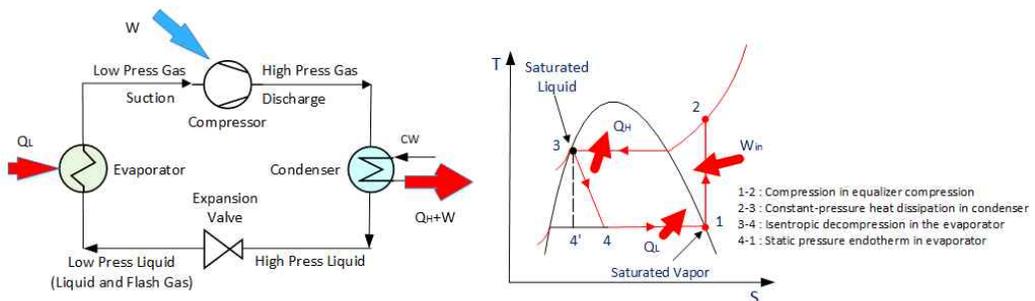


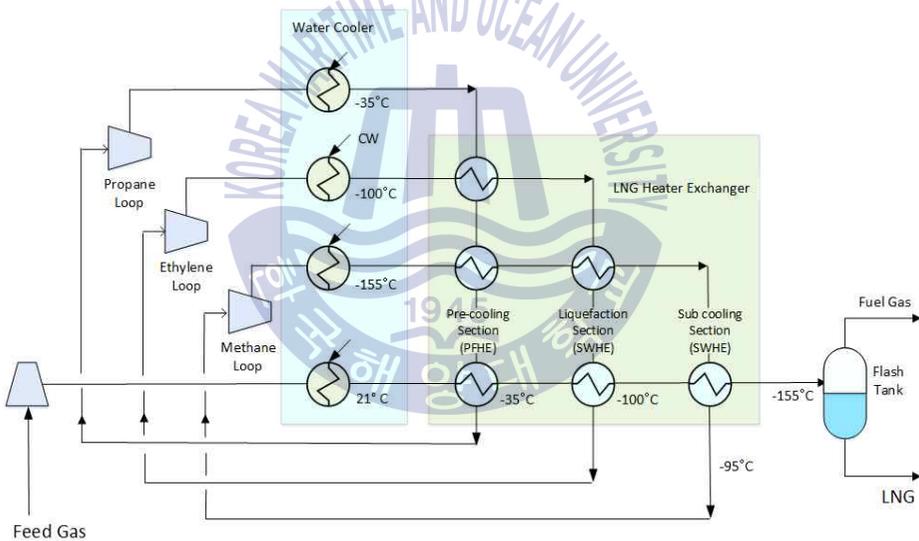
Fig. 2.3 Vapor compression Cycle

2-2) 캐스케이드 사이클

**Table 2-3** Refrigerants boiling point

Refrigerant	Boiling Point(°C)
Propane	-42
Ethylene	-103
Methane	-161

열은 온도가 높은 곳에서 낮은 곳으로 흐르기 때문에 흡열부에서 냉매는 냉각물질보다 낮은 온도를 유지해야한다. 따라서 특정물질의 냉각을 위해 최종 냉각온도보다 낮은 증발온도를 가지는 냉매를 선택해야하고 방열부의 온도는 자동적으로 결정된다.



**Fig. 2.4** Conoco Phillips simple Cascade Cycle

방열부의 온도가 히트싱크인 냉각수와 냉각공기보다 낮을 경우 방열이 불가능하므로 저온냉동사이클에서 방출되는 열을 받아줄 수 있도록 추가적으로 냉동사이클을 구성하여 상대적으로 고온 측 사이클로부터 열을 흡수하여 히트싱크로 방열하는 역할을 한다. 따라서 온도레벨에 따라 사이클을 추가로 구성하여 열을 저온 측에서 순차적으로 끌어올려 최종적으로 히트싱크에 방출하는 다단으로 구성된 냉동사이클을 의미한다.

Fig. 2.4의 그림 같은 캐스케이드시스템은 냉매로서 프로판, 에틸렌, 메탄 순으로 사용하는 단계적인 형태로서 가스처리시스템에서 처리되어 공급된 연료 가스는 첫 단계로 프로판 냉매 사이클에 들어간다.

이곳에서는 공급된 천연가스와 다른 2개의 냉매를 약  $-35^{\circ}\text{C}$ 로 냉각한다. 프로판가스를 선택한 것은 구하기 쉽고 가격이 저렴하기 때문이다.

1차 냉각된 천연가스는 두 번째 에틸렌냉매 사이클에 들어가 약  $-95^{\circ}\text{C}$ 로 냉각되어 액상으로 변환이 시작되지만 LNG 스트림 플래시 중에 연료가스가 5% 이상 발생하지 않도록 과냉각이 요구된다. 에틸렌이 냉매로서 2차 사이클에 사용되는 것은 대기압이상에서 메탄을 응축시키고 또한 이것은 프로판에 의해 응축된다.

메탄이 에틸렌에 의해 응축된 후에 세 번째 메탄 사이클에 보내진 후에 약  $-155^{\circ}\text{C}$ 까지 과냉된 후에 밸브를 통해 대기압으로 팽창되어 LNG온도인 약  $-160^{\circ}\text{C}$ 까지 떨어지고 LNG 흐름의 약 95%가 LNG저장탱크에 들어가고 5%의 연료 가스는 액화장비의 연료로 사용된다.

메탄이 과냉 냉매로 사용되는 것은  $-155^{\circ}\text{C}$ 까지 과냉이 가능하고 가격이 싸고 항상 구하기가 쉽다. 열교환기의 설계에서는 냉매의 응축을 유지하기 위해 비등점보다 2~3도 이상 낮게 냉각시키고 천연가스가 냉동사이클에 공급되어 통과하는 동안 냉매의 비등점보다 10도 정도 낮게 냉각되도록 설계한다.

### 2-3) 역 브레이튼 사이클

익스팬더를 통해 고압의 가스를 감압시킬 때, 등 엔트로피 과정으로 압력이 강하하면서 온도가 떨어지는 원리를 이용하여 소규모 플랜트와 LNG선의 증발 가스 재액화시스템에 주로 사용되고 천연가스 액화공정에서는 메탄익스팬더 사이클,  $\text{N}_2$  듀얼 익스팬더 사이클 등이 포함된다.

이 사이클은 압축-방열-팽창-흡열과정으로 증기압축 사이클과 동일하나 팽창밸브대신 터빈인 익스팬더를 사용하여 등 엔트로피과정의 팽창을 하여 얻어 낸 일은 동축상의 압축기구동력으로 사용되지만 이는 고온으로 압축하는 압축기의 구동력보다는 작기 때문에 동축상의 익스팬더와 압축기를 가동하는 데는

추가적인 동력이 필요하며 작동냉매는 사이클 내에서 상변화가 없는 것이 특징이다.

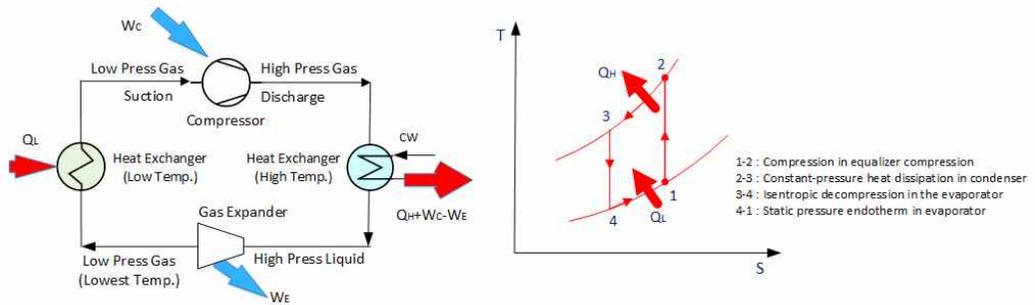


Fig. 2.5 Reverse Brayton Cycle

### 3) LNG 액화공정의 분류

액화공정은 앞에서 설명한 증기 압축사이클과 가스 냉동사이클의 응용으로서 냉매의 종류와 액화공정을 이루고 있는 사이클의 개수에 따라 아래와 같이 여러 종류로 나눌 수 있다.

#### 3-1) 냉매의 종류에 따른 분류

Table 2.4 Classification by kind of refrigerant

Refrigerant	Classification
Pure refrigerant cascade cycle	Methane, Ethane, Propane cascade cycle
Mixed refrigerant cycle	SMR, DMR, C <sub>3</sub> -MR, PMR cycle
Gas expander Cycle	C <sub>1</sub> /N <sub>2</sub> expander, N <sub>2</sub> expander cycle

#### 3-2) 사이클의 개수에 따른 분류

Table 2.5 Number of cycle

Refrigerant	Classification
Single loop (Non pre-cooling)	Single MR variants, N <sub>2</sub> expander process
Two cycle	All C <sub>3</sub> MR variants, DMR, C <sub>1</sub> /N <sub>2</sub> expander process
Three cycle and cascade	Mixed fluid cascade, optimized cascade, AP-X, cascade

## 2.2 LNG냉열의 활용

연료로서 막대한 양의 LNG도입과 사용하는 과정에서 LNG냉열에너지는 2개의 요소인 온도에너지와 팽창에너지가 있다. 이러한 LNG의 냉열을 이용하기 위해서는  $-162^{\circ}\text{C}$ 의 초저온과  $0\sim 20^{\circ}\text{C}$  범위의 상온과의 온도차를 유효하게 이용하는 기술이 필요하며 이와 같이 초저온 LNG의 냉열을 이용한 기술로는 냉열발전, 공기의 액화분리, 액체탄산제조, 수소나 헬륨의 액화, 저온분쇄를 이용한 폐기물처리 및 냉동냉장 등 다양한 냉열 활용방안이 있으며 일본의 경우 LNG 냉열사업은 이미 저온냉동냉장 창고 3개소, 공기 액화시설 8개소, 냉열발전 16개소 등에서 LNG냉열을 활발히 활용 중에 있는 실정이다.

우리나라의 경우에는 10여년 전에 LNG의 냉열회수를 위해 많은 연구를 하였지만 지정학적인 문제로 사업의 타당성에서 부정적인 결론이 나와 현재까지 이 부문에서는 더 이상의 연구와 실적이 전무한 현실이다 하지만 이러한 지정학적인 문제를 해결할 수 있는 LNG냉열을 이용한 최적의 냉동창고 시스템을 연구 하고자 한다.

### 2.2.1 LNG냉열이용 발전사업

LNG는 메탄가스가 대부분인 천연가스를 수송과 저장이 쉽도록  $-162^{\circ}\text{C}$ 로 냉각 액화한 것으로 체적이 1/600으로 감소되지만 LNG를 일반연료로 공급하기 위하여 인수기지에서 다시 상온의 천연가스로 기화시키는 과정에서 증발잠열 120kcal/kg과 현열 80kcal/kg을 흡수하게 되어 kg당 총 200kcal의 냉열에너지를 보유하고 있다. 그러나 해수 중으로 무효하게 버려지는 냉열에너지를 열원으로 터빈발전기를 돌려 효과적으로 회수하기 위한 기술이 LNG냉열발전기술이다.

LNG냉열발전의 기본 동작원리는 기존 발전소의 스팀터빈엔진의 열전달매체가 스팀인 랭킨사이클과 같으나 이는 액화천연가스를 기화시키는 과정에서 기본 순환과정의 열매를 응축시키고 해수의 열을 이용하여 다시 가열함으로써 열매체가 팽창하면서 터빈발전기를 회전시키는 원리다. 즉 응축과정에서 LNG 냉열을 이용하고 증발과정은 해수의 열원을 이용한다. 순환 열매체로는 상온에서 기화하고  $0^{\circ}\text{C}$  이하에서 응축하는 프로판, 프레온 등의 물질을 사용한다.

화력발전소의 스팀터빈과 자동차엔진 등의 일반적인 열기관은 주로 화석연료를 열 공급원으로 하여 전기를 생산하고 그 배출열을 주위의 자연환경으로 배출하는데 비하여 LNG냉열을 이용한 발전시스템은 이와 반대로 주위에 있는 자연환경인 바닷물을 이용하거나 연소열의 열에너지를 공급원으로 하여 배출열을 LNG에 배출한다.

이는 자연으로부터 얻은 열에너지 일부는 전력이 되고, 나머지는 LNG를 기화시키는 기화열로 사용되며 이러한 LNG냉열을 이용한 발전시스템은 일본의 경우 1979년에 첫 실용기의 설치를 시작으로 총 16기의 LNG냉열발전기가 활발히 활용되고 있다.

## 1) 냉열발전시스템의 기본원리

LNG냉열발전은 증발온도가 LNG보다는 높으나 대기온도보다는 낮은 성분의 냉매를 작동유체로 사용한 Fig. 2.6과 같은 랭킨 발전사이클로서 작동유체는 바닷물에 의하여 가열, 팽창과정을 통해 터빈을 돌려 발전을 한 후 LNG 기화과정과 열교환을 통하여 작동유체가 응축됨으로써 사이클이 완성되는 LNG냉열을 이용한 발전분야이다[5].

열에너지를 동력으로 변환시키는 열기관에서는 열에너지 공급원과 열에너지를 배출하는 장치가 필요하다. 화력발전소의 증기터빈과 자동차엔진 등의 일반적인 열기관은 주로 화석연료를 열 공급원으로 하여 전기를 생산하고 그 배출열을 주위의 자연환경에서 흡수하는데 비하여 LNG냉열발전의 경우에는 주위에 있는 자연환경인 바닷물 또는 연소열의 열에너지를 공급원으로 하여 배출열을 LNG가 흡수한다.

LNG냉열을 이용한 발전시스템은 액화천연가스를 기화시키는 과정에서 기본순환과정의 열매체를 응축시키고 해수에 의한 열흡수로 열매체가 팽창하면서 터빈발전기를 회전시키는 원리로서 응축과정에서 LNG냉열을 이용하고 증발과정은 해수의 열원을 이용한다.

그 동작원리는 기존 화력발전의 랭킨사이클과 LNG를 해수로 기화시킨 후 터빈에서 팽창시킴으로서 전력을 얻는 LNG 직접 팽창방식이다.

순환열매체로는 상온에서 기화하고 0°C 이하에서 응축하는 프로판, 프레온 등

을 사용하며 해수를 열원으로 하는 냉열발전의 경우 LNG가 가진 냉열 200kcal/kg의 30%정도인 70kcal/kg가 전기에너지로 변환이 되며 이는 LNG 1톤당 약 80kWh 정도 용량의 전기를 생산 할 수 있다.

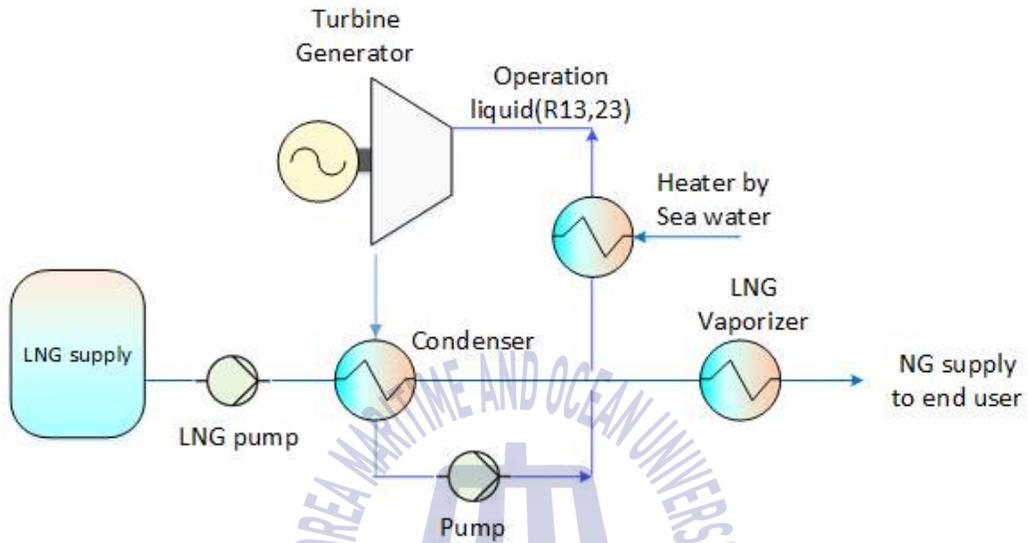


Fig. 2.6 Basic turbine generation system using LNG

## 2) 냉열발전의 종류

냉열발전방식은 기화된 고압의 NG가스가 직접 터빈을 돌리고난 배출가스를 상온으로 가열하여 도시가스로 공급하는 LNG 직접사이클, 스팀터빈 발전과 같이 기체와 액체의 상변화를 수반하는 랭킨사이클 그리고 가스터빈 발전방식과 같이 열매체가 기체로서 상변화가 수반되지 않는 브레이튼사이클 방식으로 크게 나눌 수 있다.

### 2-1) LNG 직접팽창 사이클

LNG를 사이클의 작동매체로 이용하는 것으로 가압된 LNG를 해수로 기화시킨 후 LNG의 압력에너지를 터빈에서 직접 팽창시켜 전력을 얻고 팽창한 천연가스를 가열기에 의해 일정온도로 조정후 도시가스로 송출하는 방식으로 발전비용이 적고 구성이 간단하여 차지하는 공간도 작지만 도시가스의 송출압력이 높을 경우 발전에 이용할 수 있는 압력차가 적어지므로 효율이 낮은 단

점이 있다.

Fig. 2.7은 저장탱크에서 나온 LNG를 펌프로 가압하고 해수를 이용하여 기화/팽창시켜 발생한 고압의 가스로 직접 터빈발전기를 구동한다.

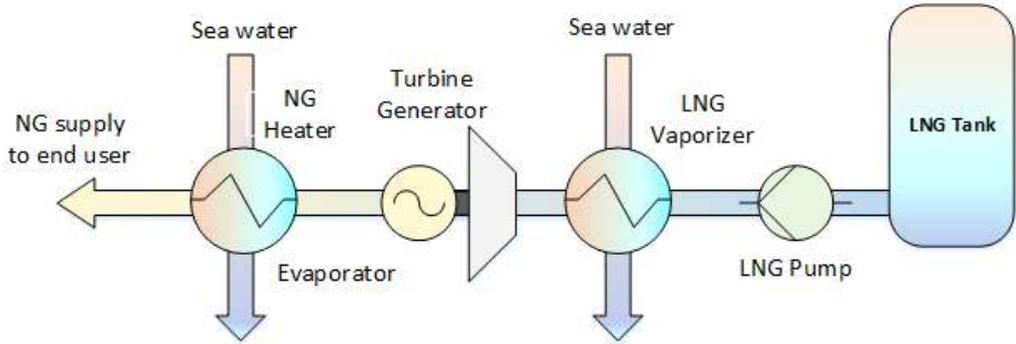


Fig. 2.7 LNG direct expansion cycle

## 2-2) 랭킨 사이클

작동매체인 탄화수소계열 혼합냉매를 이용하는 방식으로서 Fig. 2.8의 우측 LNG탱크에서 공급된 LNG의 냉열을 이용하여 기화기에서 프로판을 응축시키고 액화된 프로판은 증발기에서 따뜻한 해수에 의해 증발된 고압의 프로판가스로 터빈발전기를 구동한다. 이러한 LNG의 저온 액서지를 이용한 유기랭킨사이클은 출력이 크지만 매체의 특성이 복잡하여 운전에 대한 검토가 필요하다.

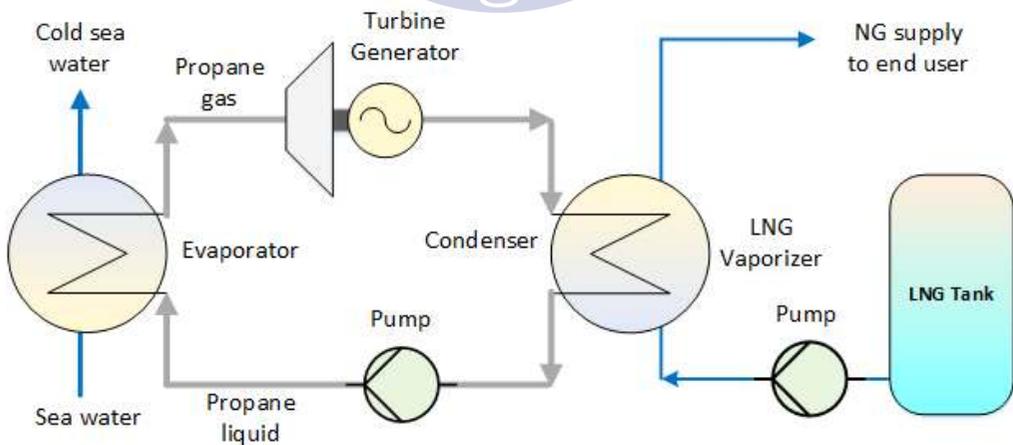


Fig. 2.8 Rankine cycle

### 2-3) 복합 사이클

직접팽창 사이클과 랭킨사이클의 두 방식을 조합한 것으로 중간 열매체의 열교환기인 응축기와 LNG기화기를 1대의 통합열교환기로 냉각과 가열을 동시에 함으로써 설비비를 절약할 수 있는 동시에 출력을 증대시킬 수 있다.

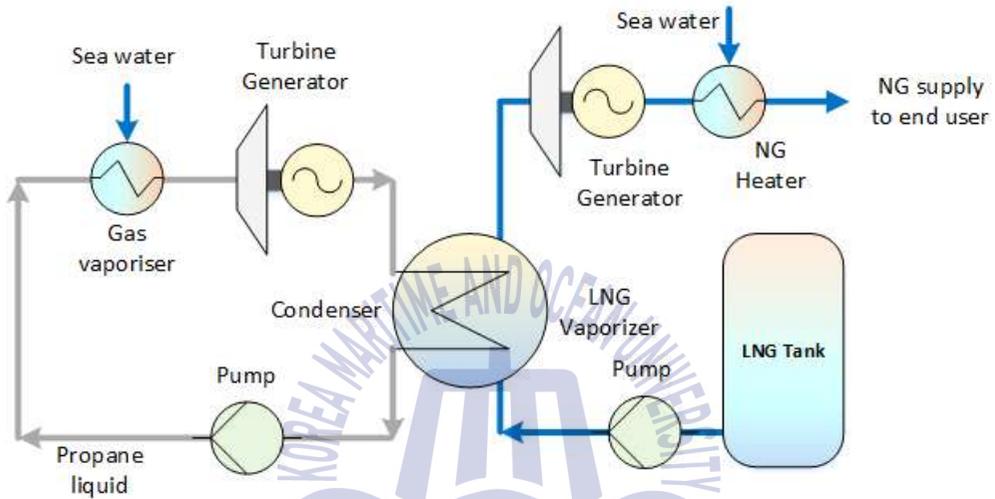


Fig. 2.9 Combined process of the two methods

### 2-4) 폐쇄 브레이튼 사이클

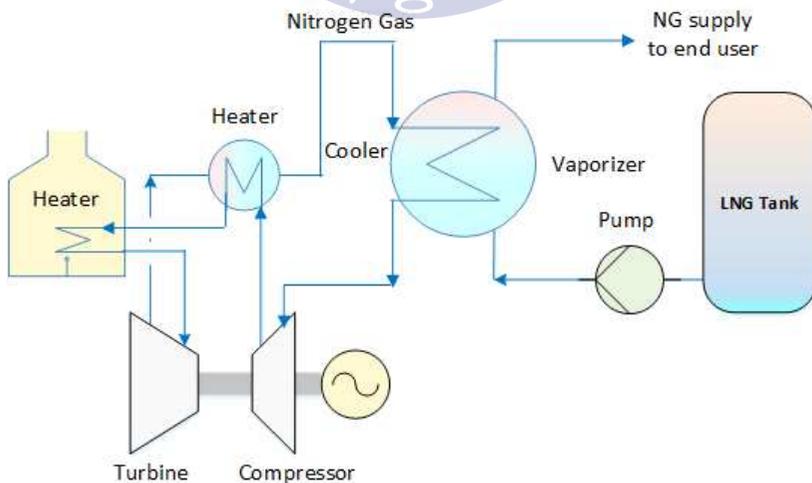


Fig. 2.10 Closed Brayton cycle

Fig. 2.10에서처럼 LNG의 최저온도에서도 응축되지 않는 질소가스를 열매체로 하는 가스터빈 사이클로서 LNG의 냉열은 압축기에 공급되는 질소를 냉각하여 압축기의 유효출력을 증대시키는 방식으로서 터빈출구의 더운 가스로 LNG를 기화하기 때문에 시스템의 안정성은 높지만 LNG시스템만 단독으로 운전이 되지 않아 터빈발전기 계통과 LNG의 부하변동 등에 의한 적절한 제어가 어렵다.

## 2-5) 오픈 브레이튼 사이클

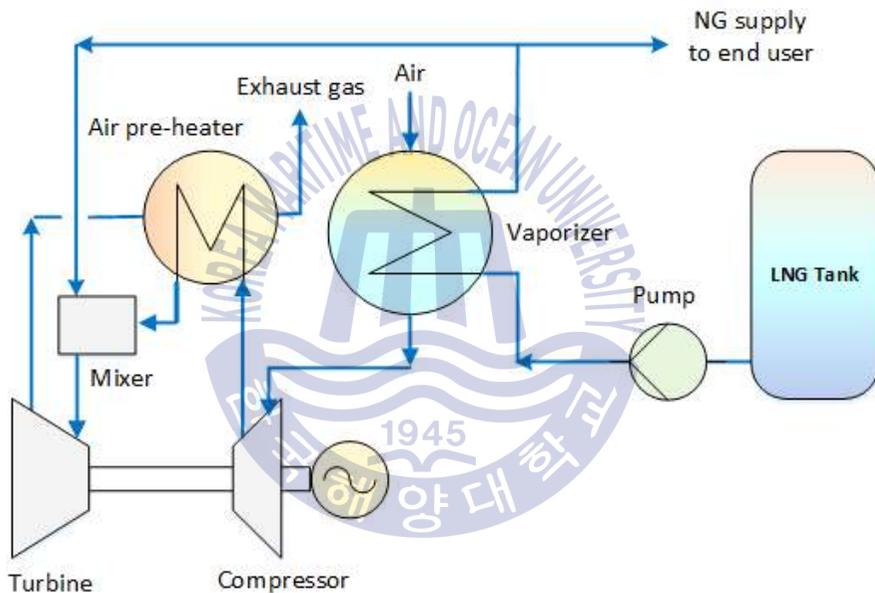


Fig. 2.11 Open Brayton cycle

정상유동장치인 압축기와 터빈을 이용하여 기체의 압력을 높인 뒤 고온으로 만들어 동력을 발생시키는 가스터빈의 이상적인 열역학적 사이클을 브레이튼 사이클이라 부른다.

이 방식은 Fig. 2.11에서 보는바와 같이 Fig. 2.10의 폐쇄사이클 방식과 유사하나 매체로서 공기를 한번 사용하며 LNG냉열이 압축기에 흡입되는 공기를 냉각하여 압축기의 유효효율을 높이고 폐쇄사이클에 비하여 가열기가 없어 가스터빈 출력이 더 높아지지만 연소를 동반하므로 대기에 영향을 준다.

### 3) LNG 냉열발전의 특징

- LNG냉열발전기는 정지 시에도 LNG기화능력이 있어 가스를 송출한다.
- 별도의 연료를 사용하지 않는다.
- 발전출력의 조절은 LNG유량 즉 LNG기화시의 흡수열량으로 조절한다.
- LNG냉열발전에 사용되는 해수는 온도가 높을수록 좋은 출력을 얻는다.
- 화력발전의 온배수영향을 줄일 수 있다.
- 보유에너지의 유효활용으로 에너지 연료원의 수입을 줄일 수 있다.
- 복합화력으로 운영 시 높은 효율을 얻을 수 있다.
- 무공해, 클린에너지이다.

### 4) 국내외 기술현황

냉열에너지 산업정책개발연구회에서 2006년 3월에 작성한 연구보고에 의하면 국내는 냉열발전설비 관련하여 어떠한 기술도 보유하고 있지 않다.

하지만 일본의 경우는 여러 설계사와 제작사들의 기술을 접목시켜 설비를 구성하고 있으며 유럽에서는 독일의 린데사가 냉열발전설비에 대한 독보적인 기술을 보유하고 있는 것으로 알려져 있다.

#### 4-1) 국내 냉열발전 사업현황.

국내의 냉열발전에 대한 보고는 1985년 한국전력공사에 의하여 처음으로 이루어졌으며 LNG냉열발전에 대한 기술적 사항들에 대한 종합적인 검토를 수행하였다. 그 결과는 내부수익률이 이자율보다 높기 때문에 수익성면에서 투자가치가 있다고 보고되었다. 1989년 한국가스공사는 한국전력기술 주식회사에 연구용역을 의뢰하여 냉열발전 타당성조사를 수행하였고 그 결과 오사카공정 방식의 투자회수기간이 11.72년 린데공정 방식은 4.15년으로 보고되었다.

민감도 분석결과로는 발전소 경제수명 18년 이상으로 이용률 79%이상일 때 경제성이 있는 것으로 언급되고 있다. 현재 LNG냉열을 이용한 냉열발전에 대해서는 기초적인 연구와 기초적인 사업에 대한 경제성 분석정도이다.

냉열발전을 생산기지에 적용하기 위해서는 생산기지현황의 영향이 가미된

결과를 도출하여 사업화전망을 예측하는 것이 반드시 필요하다.

#### 4-2) 국외 냉열발전 사업현황

냉열발전은 일본 내에서 주도적으로 이루어지고 있으나 일본 현지 외에 건설되어 가동된 사례가 없다. 일본의 냉열발전설비는 16개소가 가동 중에 있으며 도쿄가스는 멀티 유체랭킨방식을 사용하여 전력을 생산한다.

도쿄전기는 오기시마에서 프로판랭킨과 직접팽창방식의 혼합형 멀티 유체랭킨 직접팽창방식을 사용하여 전력을 생산했고 오사카가스는 R-22 랭킨방식 직접팽창방식 프로판랭킨 및 직접팽창방식의 혼합형 등에 대한 냉열발전설비를 가동 중에 있다.

그리고 추부전기가 R-13B1과 직접팽창방식의 혼합형을 냉열발전설비를 운영 중에 있다. 그 외에도 간사이전기, 토호가스, 니혼가스 기타큐슈에서 냉열발전을 수행하고 있다. 일본 내에서 1989년 추부전기를 마지막으로 냉열발전설비를 건설한 후 추가적인 건설사례가 전무한 상태이다.

독일의 린데사는 자사의 기술력을 가지고 LNG냉열을 이용한 냉열발전설비의 기술개발을 완료한 상태에 있다. 현재까지 적용된 실적은 없으나 냉열발전의 모든 요소기기를 생산하고 있으므로 냉열발전설비를 건설하는 데 문제가 없음을 표방하고 있으며 고압 토출압력과 저압 토출압력시스템에 대한 특허를 보유하고 있다[6].

#### 2.2.2 LNG냉열이용 공기액화 분리사업

LNG냉열을 이용한 공기액화 분리공정은 현 공기액화공정과는 달리 LNG냉열에 의한 냉각공정으로서 설계의 기본은 독일의 린데사가 개발한 예냉 린데 햄프슨 시스템을 이용하여 공기를 압축기로 1~4 bar로 올려 LNG 열교환기를 거친 공기의 온도를 낮추어 공기를 액화시킨다.

열교환기에 주입되는 공기의 압력이 높을수록 유량이 증가하여 액화에 걸리는 시간은 감소한다. 이는 압력이 높을수록 공기의 포화온도 상승과 액화잠열의 감소, 액화용기 내 상변화에 따른 공기의 밀도증가 등으로 인해 자연대류에 의한 냉각효과가 증가된다[7].

## 1) 국내의 냉열이용사례 및 기술현황

국내의 LNG냉열을 이용한 공기액화플랜트의 예는 평택기지에서 LNG를 공급하도록 구성되었고 경제성 분석을 토대로 1986년 서울냉열을 설립하고 초기 대성산소, 유니온가스, 한국가스, 벽산개발, 한국가스공사를 포함하여 5개사가 공동출자하여 설립하였으며 설비규모는 연간 11만7천 톤의 액화공기를 생산할 수 있고, LNG사용량은 시간당 30톤이다.

서울냉열에 적용된 공기액화플랜트는 일본으로부터 도입된 기술이며, 일본은 도쿄가스와 오사카가스가 핵심기술을 보유하고 있다.

본 사업은 초기에 한국가스공사가 LNG냉열을 서울냉열에 공급하고 회수된 증발가스(BOG)를 평택화력발전소에 공급하도록 구성되었으나, 평택화력발전소의 가동을 저조로 저압용 배관이 폐쇄된 상태에 있다. 이런 문제로 인하여 서울냉열의 경제성이 악화되었으며 하절기 회수된 증발가스를 재액화기만으로 처리할 수 없는 상황이 발생되고 있는 실정이다[6].

## 2) 국외의 냉열이용 사례 및 기술현황

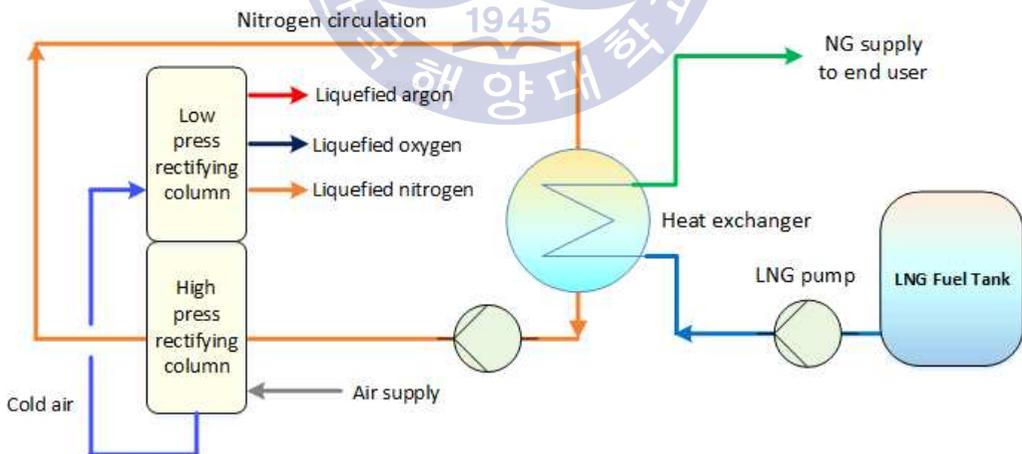


Fig. 2.12 Air liquefaction and separation facility using LNG cold energy

냉열을 이용한 공기액화 분리 사업은 과거 일본이 가장 활발하게 건설하여 운영하였으나 1984년 이후로 신규로 건설된 플랜트는 존재하지 않으며 현재,

일본 내 공기액화 분리사업을 운영하고 있는 생산기지는 도쿄가스의 니기시에 1909년 설립, 소데가라에 1973년 설립, 오사카가스의 센보쿠에 1973년 설립, 히메지에 1977년 설립되었다. 그리고 치타 및 토바타에 1977년, 니가타에 1983년, 도기지마에 1984년 마지막으로 설립되었다.

오사카가스의 센보쿠 LNG터미널과 히메지 LNG터미널의 보고에 의하면 복합 산업단지 내에 있는 이 LNG터미널에서 산업단지의 이웃 공장에 LNG냉열을 공급하여 이를 이용한 공기액화와 분리플랜트는 Fig. 2.12의 시스템처럼 기존의 냉동시스템 플랜트보다 전력소모를 50%까지 감소시켰다[7].

그 외에 프랑스와 호주에서 운영하고 있으며, 독일의 린테사는 공기액화 분리플랜트를 건설한 사례는 없으나 설계에서부터 건설까지의 공정기술을 자체개발한 상태에 있다.

공기액화사업의 경제성은 액체가스시장의 경제적가치에 의해서 결정될 수 있으며, 이것을 정확하게 분석하기 위해서는 시장규모, 사업자, 생산단가 및 현황 등을 종합적으로 검토해야 하며 생산기지의 현황을 반드시 반영해야한다.

### 3) 국내생산기지 적용 시 제약조건과 경제성

LNG냉열을 사용하여 공기액화 분리를 사업화할 경우 고려할 점이 두 가지가 있다. 첫째는 저압구간을 사용할 경우 천연가스수요량에 따라 증발가스의 재액화가 불가능함으로 고압 압축기를 사용함으로 발생하는 추가전력비용을 부담해야 한다.

냉열을 이용한 공기액화 분리사업은 초기설비투자에 대한 부담이 매우 크며 액화가스의 시장수요가 IMF이전의 80%규모에서 이후 20%규모로 시장이 축소되어 액화가스 판매로 얻을 수 있는 수익은 제한되어 현 시장구조에서 투자비가 큰 사업자체의 경제성이 매우 불투명하다.

따라서 저압구간이나 고압구간을 사용한 공기액화 분리사업은 초기투자비에 대한금융비용을 감당하기도 힘들어 현 시점에서의 LNG냉열을 이용한 공기액화 분리사업은 타당하지 않다[6].

## 2.2.3 LNG냉열이용 저온 분쇄사업

### 1) 저온 분쇄사업현황

#### 1-1) 국내현황

냉열을 이용한 저온 분쇄는 현재까지 국내에 가동된 사례는 없다. 2003년 통영생산기지에 크리오텍이 설립되어 페타이어를 이용하여 고무분말을 제조하여 판매하는 사업을 시작했으나 상온분쇄에 의한 공정만 추진 중에 있고, 상온분쇄를 통하여 2005년 97백만원의 매출을 기록하였다. LNG냉열을 이용한 저온 분쇄공정은 크리오텍이 재검토를 수행 중에 있고, 2006년 추가건설을 계획했으나 시장현황 및 판매에 대한 불확실성 때문에 계류 중에 있다.

상기 보고서들은 저온 분쇄사업에 대한 경제성을 확신하고 있지만 생산기지에 적용 시 한국가스공사가 부담해야 되는 경비와 고무분말의 시장현황 등을 고려할 때 세밀하게 검토해 볼 필요가 있을 것이다[6].

#### 1-2) 국외현황

해외에서 냉열을 이용하여 저온 분쇄를 수행하는 곳은 일본뿐이며 일본은 센보쿠기지에서 연간 7,000톤을 생산할 수 있는 설비를 갖추어 1977년부터 가동하고 있으며 저온 분쇄의 작동유체는 액체질소를 사용하는 것으로 알려져 있다.

### 2) 저온 분쇄기술

#### 2-1) 국내의 기술현황

저온 분쇄기술은 상온에서 그라인딩하는 상온분쇄 방법과 부서지기 쉬운 온도까지 냉각하여 분쇄하는 냉동분쇄 방법이 있고 냉동분쇄 방법에는 액체질소를 사용하는 방식과 냉 공기를 이용하는 방식이 있다.

현재 크리오텍은 공냉식 분쇄법을 이용한 저온 분쇄사업을 검토 중에 있으며 미국 제작사로부터 성능에 대한 기술적 검토를 완료한 상태에 있으며 추가적으로 사업화와 연계하여 보완사항을 면밀히 검토하고 있는 중이다.

## 2-2) 국내외 기술현황

일본은 저온 분쇄기술에 대하여 일절 언급을 하지 않고 있으며 한 관계자의 말에 의하면 LNG를 이용한 저온 분쇄기술에 대하여 상당한 부분까지 개선된 상태에 있기 때문에 외부인들에게 공개할 수 없다고 한다. 저온 분쇄의 최고 기술은 냉열손실 없이 고무를 단 시간 내에 냉각시켜 분말화하는 것이다.

## 2-3) 경제성 결과 및 고찰

냉열을 이용한 저온 분쇄의 경제성은 현시점에서 매우 낮은 것으로 나타났다. 이는 초기투자비 및 운영비에 비하여 얻을 수 있는 수익이 적고 고무분말의 특성이 반영구적인 제품이기 때문에 한 번 구입하게 되면 두 번 구입을 하지 않는다. 이런 문제가 페타이어를 이용한 저온분쇄 사업 전망을 불투명하게 하는 것이다. 결과적으로 저온분쇄 자체의 사업성은 거의 없다[6].

## 2.2.4 액화탄산 및 드라이아이스 사업

### 1) 액화탄산 및 드라이아이스 사업현황

#### 1) 국내현황

액화탄산 및 드라이아이스는 국내에서 청량음료에 첨가, 주물공업, 탄산가스 용접, 식품건조냉동, 화학원료 및 제약, 정비보수용 등으로 활용되고 있다. 특히 탄산가스는 GNP성장률에 비례하여 수요가 증가하는 제품이다.

조선업계와 자동차업계는 주로 용접용으로 사용하고 있다. 현재까지 액화탄산의 제조는 전기방식을 이용하여 탄산가스를 액화나 고체화 시키고 있다.

#### 2) 국외현황

액화천연가스의 냉열을 이용하여 액화탄산을 제조하는 곳은 일본에 3곳이 있다. 도쿄가스의 니기시기지, 오사카가스의 센보쿠기지, 토호가스의 치타기지에서 생산을 하고 있으며 니기시기지는 1909년부터, 센보쿠기지는 1973년부터, 치타기지는 1977년부터 조업을 시작했다.

일본 내의 액화탄산가스의 장점은 LNG생산기지근처에 석유화학플랜트가 있어 부생되는 탄산가스를 배관으로 공급받아 액화탄산가스와 드라이아이스를 제조하고 있다. 따라서 탄산가스제조시의 경제성은 파이프라인 공급방식이 가장 유리하고 벌크방식으로 공급하는 것은 유통비용이 상당히 증가하기 때문에 거의 경제성이 없는 것으로 보고되고 있다.

일본 내 액화탄산가스의 주 용도는 건물의 화재진압용 소화기로 사용되고 있으며 드라이아이스는 냉각제 또는 케이크의 냉각유지로 사용되고 있다. 액화탄산과 드라이아이스의 수요는 매년 증가하고 있으나 아직까지의 대규모 생산 단계는 아니다. LNG 냉열을 이용하여 탄산가스나 드라이아이스를 생산하는 방식이 여러 장점을 가지고 있으나 시장이 소규모인 것으로 액화탄산가스의 공급을 견제하고 있는 것으로 일본 내에서 보고되고 있다.

결론적으로 액화탄산 및 드라이아이스의 시장은 소규모로 구성이 되어있고 탄산가스의 발생처가 생산기지 근처에 있을 경우 생산성이 뛰어나고 액화탄산의 판로가 확보되면 경제적 효과를 볼 수 있다.

### 3) 경제성 결과

냉열을 이용한 액화탄산 및 드라이아이스 사업의 경제성은 현시점에서 매우 낮은 것으로 나타났다. 초기투자비 및 운영비에 비하여 얻을 수 있는 수익이 적고 냉열활용 후 발생된 증발가스량이 공기액화 분리의 5배 이상으로 한국가스공사 현실에는 절대적으로 맞지 않는 사업이다.

그러나 이런 부분을 고려하지 않을 때의 경제성 효과를 분석해도 투자가치는 거의 없는 것으로 나타났다[6].

## 2.2.5 냉동창고사업

### 1) 냉동창고사업 현황

#### 1-1) 국내현황

생활수준의 향상으로 냉동산업은 호황을 누리고 있으며 특히 평택항의 물류량이 해마다 증가하고 있기 때문에 LNG냉열을 사용하여 냉동창고사업을 수행

할 경우에 대한 경제성을 분석하였지만 국내의 냉동창고사업은 압축식 냉동시스템이었고 현재까지 LNG냉열을 이용한 실적은 전무한 상태이다.

이는 냉동창고사업의 40%가 부산에 밀집되어 있고 경쟁이 치열한 사업으로 경제성은 냉동창고의 규모에 의해서 결정되며 대형 화주를 확보해야만 수익을 유지할 수 있는 냉동창고의 거의 모든 물량이 수입된 물량이고 이러한 물량을 처리하기 위해서는 집산지 근처에 냉동창고가 있어야 하며 경매처분이 용이해야만 물동량을 확보할 수 있는 사업이다.

## 1-2) 국외현황

냉열을 이용하여 냉동창고사업을 하고 있는 국가는 일본으로서 초저온(주)가 R-12를 2차 냉매로 사용하여  $-60^{\circ}\text{C}$ 에서 참치를 저장하며  $-50^{\circ}\text{C}$ 에는 바다가재 등을 저장하고  $-35^{\circ}\text{C}$ 에서 연어, 송어, 밤 등을 저장하는 사업을 하고 있다.

1974년 설립된 이래 2차에 걸친 설비증설로 32,000톤 규모의 설비를 확보하고 있다. 일본은 참치 수요가 매우 많고 고급 참치는  $-60^{\circ}\text{C}$ 에서 저장하는 것으로 알려져 있다.

### 1) 대만의 논문자료예시

Fig. 2.13의 경우는 대만의 National Sun Yat-Sen University에서 발행된 논문의 예시시스템으로  $-148^{\circ}\text{C}$   $83\text{kg}/\text{cm}^2$  고압의 LNG를 열교환기 3대에 차례로 공급하여 최종  $10^{\circ}\text{C}$   $62\text{kg}/\text{cm}^2$ 의 고압 NG를 천연가스 수요처에 보내게 된다.

이러한 과정에서 2차 냉매가 첫 번째 열교환기에서  $-41^{\circ}\text{C}$ 로 냉각되어  $-35^{\circ}\text{C}$  냉동실에 사용되고  $-38^{\circ}\text{C}$ 로 온도 상승된 냉매는  $-20^{\circ}\text{C}$ 의 냉동실을 거쳐  $15^{\circ}\text{C}$ 의 냉방시스템까지 냉각한 후에 3번째 열교환기로 회수되어 계속 냉각 순환되는 시스템이다.

이 시스템의 경우는 LNG열교환기 3대를 직렬로 연결하여 고압의 LNG를 통과하도록 하였으며, 급속냉동실과 일반냉동실을 거친 브라인은 3번과 2번 열교환기로 들어오는 시스템으로서 본 논문에서 설계 제시하는 급속냉동실보다는 온도가 높은  $-35^{\circ}\text{C}$ 로서 브라인의 순환방향도 역방향으로 시스템이 다소 복잡하다.

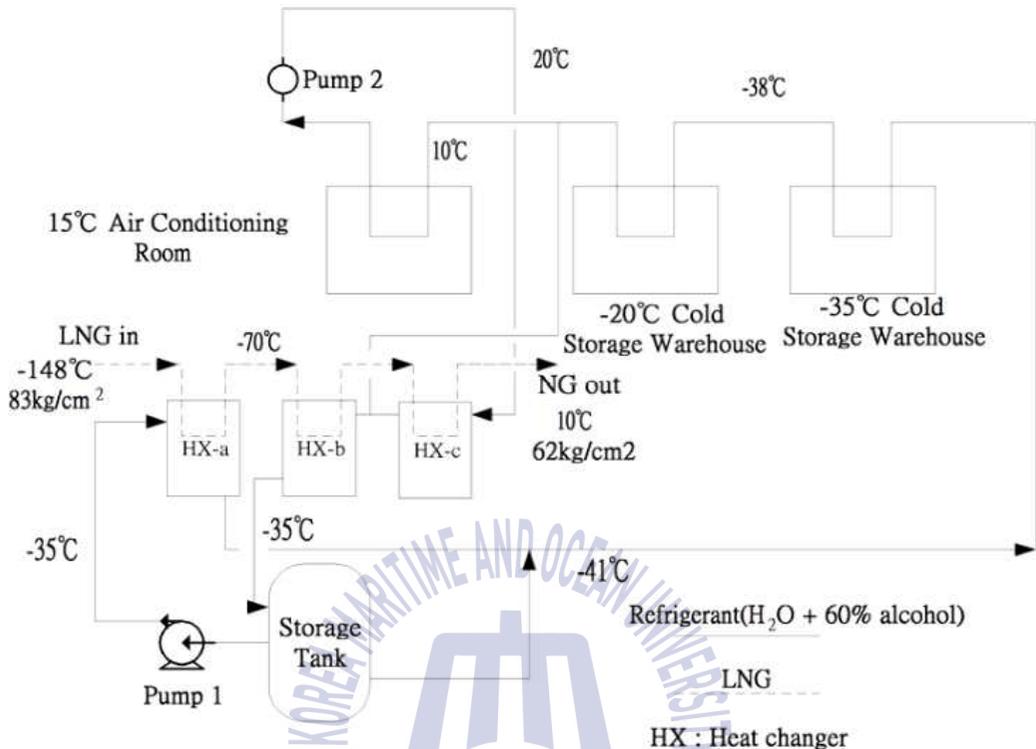


Fig. 2.13 Operation condition of cold storage 1

2) 일본의 시스템에서

여태까지의 냉동 및 냉장창고의 프로세스는 일본자료와 현대엔지니어링 자료를 토대로 구성하였다.

이러한 자료를 근거로 작성된 Fig. 2.14의 시스템은 시간당 LNG 5톤이 공급되어  $-148^{\circ}\text{C}$ 에서  $-20^{\circ}\text{C}$ 로 회수되고 2차 냉매인  $-18^{\circ}\text{C}$ 의 R-22가 시간당 30톤으로 하나의 열교환기를 거치면서  $-120^{\circ}\text{C}$ 까지 냉각되고 냉각된 R-22는  $-50^{\circ}\text{C}$ 의 급속냉동실과  $-20^{\circ}\text{C}$ 의 냉동실 및  $0^{\circ}\text{C}$ 의 냉장실에 차례차례 직렬로 공급되어 원하는 온도까지 내려간다.

온도변화에 따라 2차 냉매의 유량은 바이패스 밸브로 조절된 후  $-18^{\circ}\text{C}$ 로 열교환기에 돌아오게 되며 다 사용하지 못한 LNG 5톤의  $-20^{\circ}\text{C}$  냉열은 해수를 통해 바다에 버려진다[6].

이 시스템의 경우는 급속냉동실의 온도가  $-60^{\circ}\text{C}$ , 브라인은 R22 그리고 LNG열교환기



#### 1-4) 경제성 평가

한국가스공사입장에서 LNG공급의 수입보다 LNG공급과 BOG처리에 대한 비용이 과중되기 때문에 액화천연가스를 이용한 냉동창고의 경제성은 매우 낮은 것으로 나타나 실효성을 거두기가 어렵다고 분석하였다.[6].

### 2.2.6 LNG냉열이용 지역냉방

LNG의 냉열에너지를 이용한 지역집단 냉방시스템에 대한 공정설계기술은 LNG 저장탱크가 설치되어있는 인근의 바다나 호수에 버리는 냉열에너지를 회수하여 기존의 에어컨시스템을 대체하자는 것이다.

냉방에너지 공급시스템은 공기라는 열매체와 200kcal/kg의 냉열에너지를 가진 LNG사이의 열교환작용에 의해 냉방에너지를 공급하는 효율성과 안전성을 함께 갖추고 있으며 바다에 버리는 폐열에너지를 회수함으로써 냉열에 의한 바다생태계에 미치는 영향을 최소화할 수 있으며 LNG냉열에너지를 이용한 지역집단 냉방에너지 공급시스템은 압축식냉방시스템의 동력원인 열기관이나 전기모터로 인해 CO<sub>2</sub>나 프레온가스를 공기 중으로 방출하기 않는다는 장점을 가지고 있다.

#### 1) 기존 냉방시스템의 구성과 특징

기존의 압축식 냉방시스템은 Fig. 2.15처럼 저압의 기체냉매를 전기모터로 압축기를 구동하여 고온고압의 기체냉매를 실외기인 응축기에서 냉각 액화시킨 후 고압의 액체냉매를 팽창밸브를 통해 감압 팽창시켜 증발기에서 액체의 냉매를 기체로 상변화시킴으로써 기화열을 빼긴 주위의 냉각된 공기를 전기모터를 이용한 냉각팬을 통해서 냉방이 필요한 곳으로 보낸다.

증발기에서 기화열을 흡수하고 온도가 올라간 냉매는 압축기에서 다시 압축 순환되면서 그 목적을 달성한다. 하지만 이 시스템은 전기에너지를 사용하여 대용량의 압축기를 운전함으로써 발전기에서 뿜어져 나오는 배기가스는 지구의 온난화에 영향을 미치는 온실가스인 이산화탄소를 발생시키고 또한 프레온 냉매를 사용함으로써 오존층을 파괴시키는 물질을 배출한다.

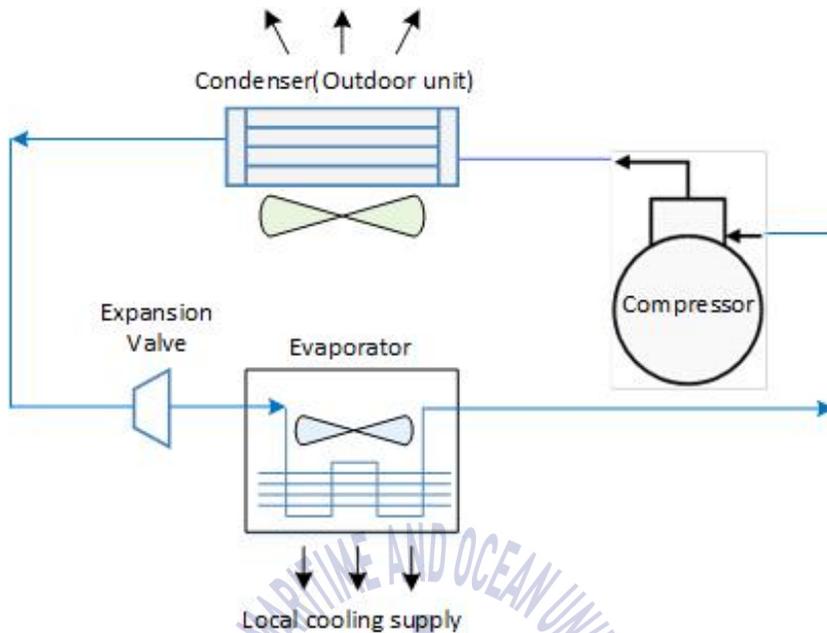


Fig. 2.15 Conventional district air conditioning system

## 2) LNG냉열을 이용한 냉방시스템

LNG저장탱크에 있는 액화천연가스를 도시가스의 형태로 소비자들에게 공급하기 위해서는 기화시스템에서 액체가 기체로 되는 열 교환과정에서 발생하는 200kcal/kg의 냉열에너지를 열교환기를 통해 바다나 공기 및 전열장치로 버리는 대신 기존 냉동시스템의 증발기에 보냄으로써 냉각된 공기를 팬을 통해 지역냉방에 공급하여 냉동압축기의 구동에너지를 절약한다.

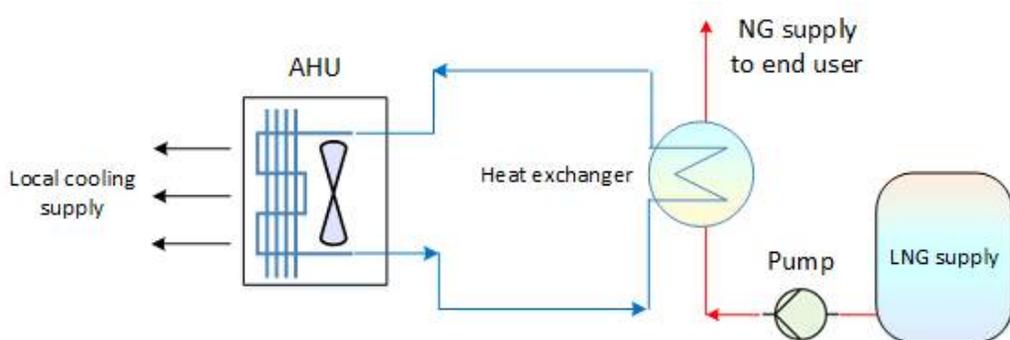


Fig. 2.16 District air conditioning system using LNG cold energy

Fig. 2.16은 LNG의 냉열을 이용한 지역집단 냉방시스템으로서 LNG 저장탱크에서 공급된 냉열을 열교환기를 통해 수요처인 가정이나 공장 등에 공급하는 과정을 보여주고 있다.

### 3) 냉열이용 지역냉방 사업현황과 기술

#### 3-1) 국내 기술 및 사업현황

지역냉방은 대형건물이나 공공건물에 시행되고 있는 것이 현실이고, 주택용으로는 처음으로 경기도 안산시에서 쓰레기 소각장의 소각 열을 활용한 지역냉방을 2006년 6월부터 안산시 사동 푸른 마을3단지에 공급할 계획으로 있었으나 현재까지 LNG냉열을 이용하여 지역냉방을 국내에서 실시한 사례는 전무한 상태이다.

#### 3-2) 국외 기술 및 사업현황

LNG냉열을 이용하여 지역냉방에 실용화한 사례는 외국의 경우도 전무한 상태에 있으며 일본의 경우 지역냉방을 위한 프로세스 구성방안을 수립하고 액서지 회수율을 검토하여 보고한 사례가 있다. 이 보고에 의하면 냉방 및 화학공정에 적용 시 10%의 액서지 회수율을 가지고 있다고 밝혔다.

이 결과로 LNG냉열을 지역냉방에 적용할 시 경제성 자체가 매우 희박하다는 결론을 얻었다. 따라서 LNG냉열을 이용한 지역냉방에 대한 검토사례는 여러 보고서를 토대로 확인할 수 있었으나 시스템을 구성하는 데 있어 많은 어려움이 발생되고 냉방대상건물의 위치에 따라 경제성에 현격한 차이가 발생되어 해외 어느 선진사에서도 실용화를 추진하지 못하고 있다.

### 2.2.7 기타 냉열이용 기술현황

공기액화 분리뿐만 아니라 액화탄산가스, 에틸렌 그리고 높은 순도의 메탄생산 및 냉열발전시스템 등의 복합 생산시스템이 Fig. 2.17에 나타내고 있다.

또한 LNG냉열을 이용한 수소액화기술의 경우 수소가스의 온도를 비등점이하로 냉각시키기 위해서는 LNG나 액체질소 등의 초저온 열매체가 필요하며 LNG의 잠열은  $511kJ/kg$ 으로 액체질소 잠열인  $199.2kJ/kg$ 보다 2배 이상 크기

때문에 적은양의 LNG로 수소가스의 큰 냉각효과를 기대할 수 있다.

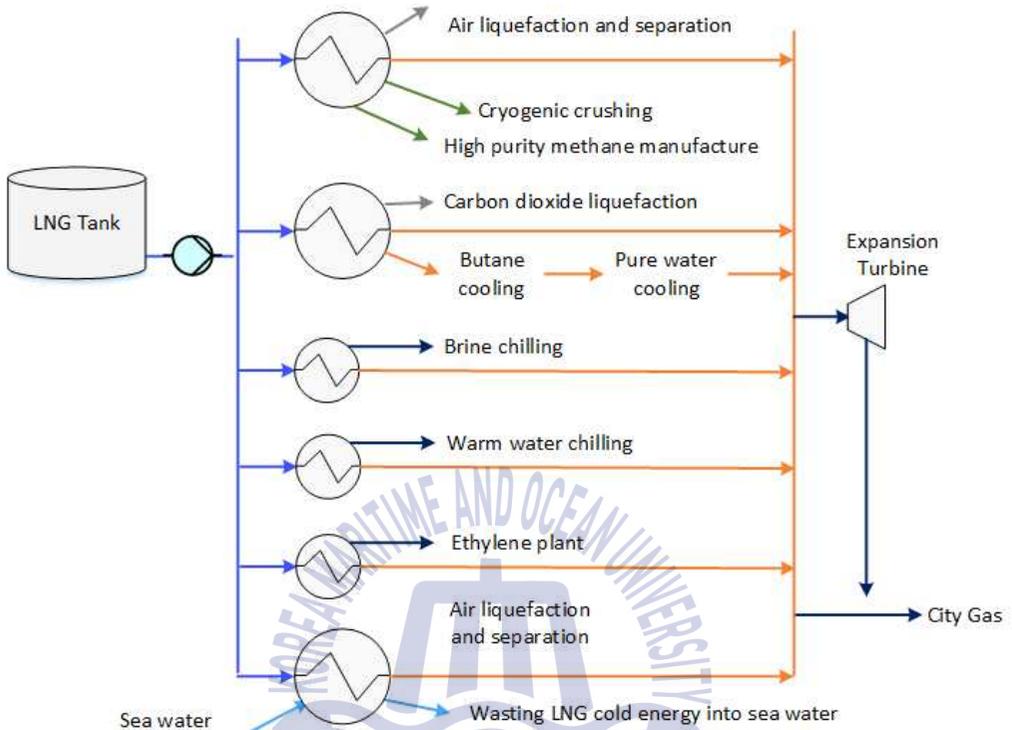


Fig. 2.17 Utilization of LNG cold energy

## 2.3 LNG생산기지 냉열이용 현황

### 2.3.1 천연가스 생산프로세스

LNG 생산기지의 천연가스 프로세스는 Fig. 2.18에서처럼 산지에서 LNG가 배로 운반되어 저장탱크에 저장되면 저압펌프에 의해서 탱크로부터 증발가스(BOG) 재액화기를 냉각시킨 후 고압펌프에서 80기압까지 승압되어 기화기를 통과한 후 수요처까지 공급하게 된다.

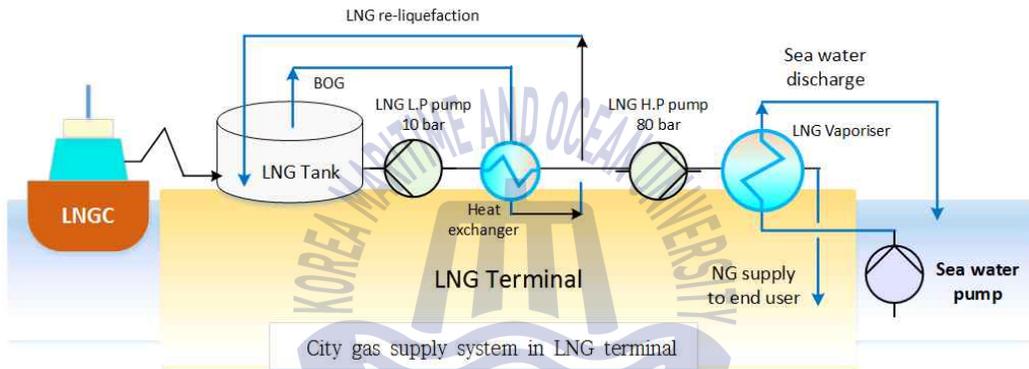


Fig. 2.18 City gas supply system in LNG terminal

여기서 냉열을 활용할 수 있는 구간은 저압구간으로서 탱크부터 BOG재액화기 전단까지, 고압구간으로서 고압펌프후단부터 기화기전단까지이다. 저압구간과 고압구간은 냉열을 활용하는 데 있어서 매우 중요한 투자비와 운전비에 영향을 줄 수 있는 구간으로서 저압구간은 압력이 10기압 정도로 낮고 LNG온도도  $-157.0^{\circ}\text{C}$  정도로 일정한 조건을 가질 수 있다.

하지만 고압구간은 재액화기를 통과한 LNG는 온도가 상승하고 고압펌프에 의해서 가압이 되어 80기압을 유지시키기 때문에 열교환기의 초기투자비가 상승하는 것과 더불어 LNG온도상승에 의해 요구유량이 증가됨으로서 열교환기의 크기를 증가시키기 때문에 상대적으로 비용이 크게 증가하게 된다.

### 2.3.2 생산기지 냉열이용 가능 량

생산기지 냉열이용 가능 량은 계절에 따라 차이가 발생된다. 이것은 탱크나 배관으로부터 발생하는 증발가스 량의 차이가 발생되고 송출되는 LNG량에 의해서 재액화기를 통과한 LNG온도가 변화하기 때문이다.

생산기지의 LNG냉열 량을 분석하기 위해 동절기와 (하절기)로 구분하여 운전 조건들로부터 냉열에너지 및 엑서지 량을 산출하면 냉열에너지는 저장탱크에서 100%를 가지고 있으며, 저압펌프에 의해서 1%, BOG재액화기에서 1%, 고압펌프에서 3%, 기화기를 통해서 82%, 그리고 공급배관을 통해서 13%의 냉열이 사용되고 있다.

특히, 열역학적 시스템을 단순히 에너지관점에서 분석하게 되면 82%가 기화기를 통해서 해수에 버려지고 있다고 평가를 할 수 있다. 그러나 해수식기화기는 LNG 180톤을 기화시키는 데 해수펌프 전력비 정도의 운전비용만 소비하게 되어 해수식기화기가 가장 효과적이라고 생각된다.

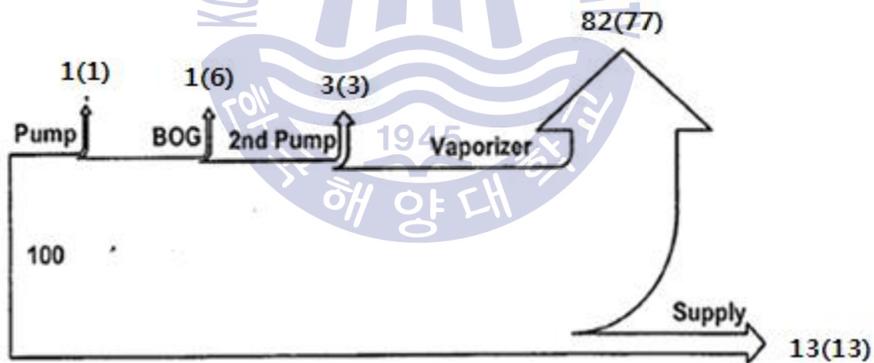


Fig. 2.19 Energy flow on LNG process in winter(summer) season

따라서 Fig. 2.19처럼 에너지관점에서 보면 천연가스를 송출하는 데 냉열에너지를 13%만 소비하고 나머지 82(77)%를 회수해야 하지만 이런 모순점을 정확하게 정략적으로 평가할 수 있는 방법은 엑서지 관점에서 보는 것이다.

Fig. 2.20은 엑서지 관점에서 본 것으로 저압펌프에서 1%, BOG재액화기에서 1%, 고압펌프에서 0.2% 증가, 기화기에서 36(30)%, 그리고 공급하는 데 62(58)%

를 사용하고 있다. 이런 관점에서 보게 되면 냉열에너지의 62(58)%는 수요처까지 공급하는 데 사용되고 있으며, 36(30)%만이 해수식기화기에 전달되고 있음을 알 수 있다. 이런 분석을 통하여 LNG냉열은 LNG를 기화시켜 제한된 직경의 배관을 통하여 천연가스를 공급하고 있는 것이 주요업무임을 알 수 있다[6].

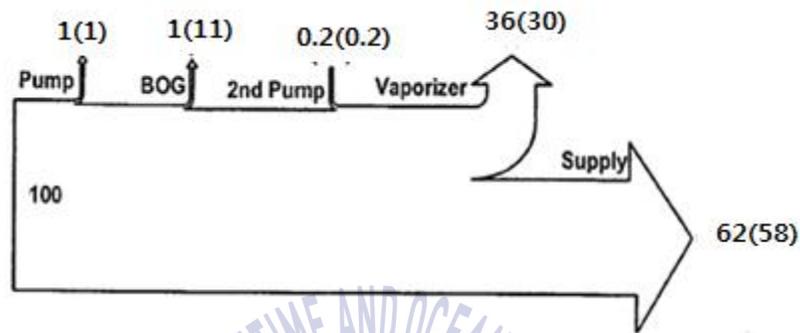


Fig. 2.20 Exergy flow on LNG process in winter(summer) season

한편으로는 62%의 냉열이 어떻게 해서 공급하는 데 사용되고 있는 지를 의심할 수 있다. 이 부분을 간단히 증명해 보면, LNG는 저압펌프와 고압펌프에 의해서 승압이 되며 이것은 냉열에너지가 송출에너지로 전환된다는 것을 의미한다. 기화기 후단에서의 천연가스 조건은 68기압 1.6℃이다. 이것을 대기압으로 단열 팽창시키면, 줄 톰슨효과에 의하여 -47.1℃로 냉각된다.

Table 2.6 Cold energy available in LNG receiving terminal

Division	Winter	Summer	Remarks
Coolness availability rate (%)	36.0	30.0	
Available amount of cold energy(kcal/kg)	71.5	59.6	LNG per kg

결론적으로 생산기지 냉열이용량은 기존에 알려진 LNG 1.0kg당 약 200kcal를 활용할 수 있는 것이 아니라 BOG를 처리하는 데 10%를 소비하고 송출에너지로 60%를 소비하게 된다. 따라서 생산기지 내에서 30%가 활용할 수 있는 냉열량이며 그 양은 Table 2.6에 보여 주는 것처럼 동절기는 대략적으로 71.5kcal가 활용가능하며 하절기는 59.6kcal가 활용가능하다.

### 2.3.3 국내의 냉열 이용사례

냉열에너지 산업정책개발 연구회에서 그동안 고온에너지 중심으로 추진된 모든 에너지정책 사업에 추가하여 LNG의 냉열에너지로 대표되는 저온에너지를 미 활용되고 있는 현실을 타파하고 국민생활의 전반적인 향상에 걸 맞는 냉방에너지를 안정적으로 공급하고 저온에너지를 효율적으로 관리하는 시스템을 구축하고자 대규모 냉열에너지를 활용한 지역집단 냉방에너지 공급시스템의 구축, 냉열에너지 관련 실용화 정책개발, 에너지관련 법규 및 제도개선 등을 추진하기 위해 냉열에너지 전문가들이 모여 정책토의를 추진하게 되었다.

국내 에너지자원의 공급과 관리는 모두 고온에너지의 생산과 효율적인 절감 대책이 전부였고, 냉열에너지를 공급하기 위해서는 결국 고온에너지를 생산하는 연료를 연소하여 저온에너지를 생산하는 전기에너지의 공급과 냉매의 상변화를 이용한 압축식 냉동시스템으로 대별된다.

따라서 신재생에너지의 공급과 활용도 결국은 고온에너지를 공급하는 연료자원을 친환경적으로 바꾸자는 에너지정책이고, 저온에너지를 친환경적으로 공급하기 위한 저온에너지 정책은 없다[6].

## 제 3 장 LNG냉열이용 부유식 냉동창고 설계

### 3.1 기존 압축시스템과 냉열이용시스템

LNG를 이용한 급속 동결시스템의 장·단점을 기계식 냉동시스템과 비교해보면 첫째 기계식에는 대형의 압축식 냉동기계시스템이 필요하나 LNG시스템에는 이런 냉동기계설비가 상당히 줄어들어 플랜트부지 또한 많이 필요하지 않으며, 기계냉동시스템에 비하여 전력소비가 LNG냉열이용의 경우 1/3정도밖에 들지 않는다.

두 번째로 압축기계설비가 없어 운전에 의한 소음과 진동발생이 없으며 LNG의 유량조절만으로도 쉽게 영하 50℃~100℃까지 쉽게 얻을 수 있지만 LNG공급설비로부터 1Km이내라는 거리의 제한을 받는다.

#### 3.1.1 기존 압축시스템

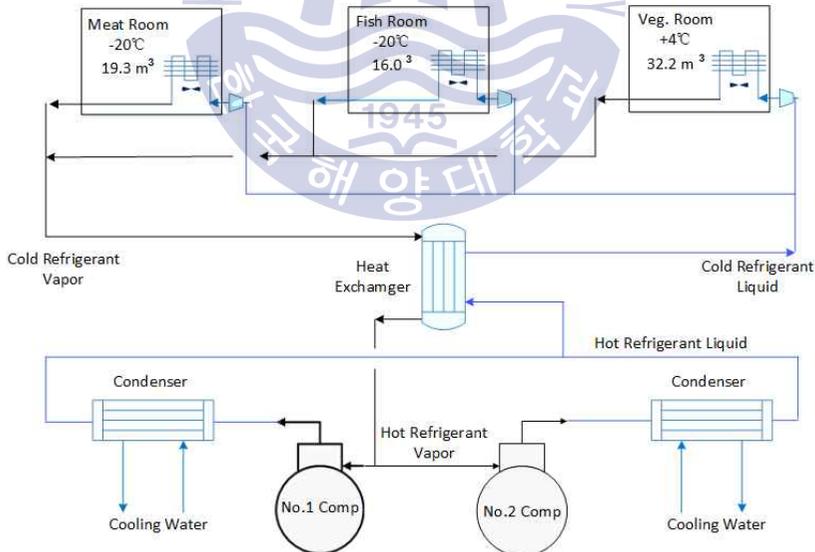


Fig. 3.1 Mechanical compression type refrigerator system

Fig. 3.1의 기존 압축식냉동시스템의 예시처럼 육고와 생선고의 온도는 -20℃ 야채고의 경우는 4℃가 일반적이다. 압축기에서 압축된 고온고압의 가스냉매는 응축기에서 냉각 응축되어 액체냉매로 상변화가 이루어지며 열교환기에서 과

냉각된 액체냉매는 냉동창고에서 팽창밸브에 의해 팽창된 냉매는 기화되어 기화열을 흡수함으로써 냉동기의 역할을 완료하고 열교환기에서 액체냉매를 다시 과냉각시킨 후에 압축기의 흡입 측으로 되돌아온다.

### 3.1.2 LNG냉열이용 냉동창고

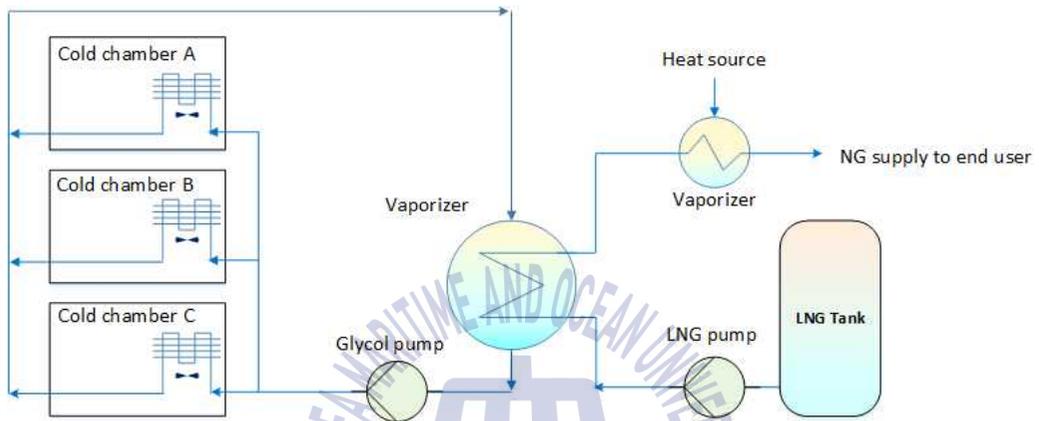


Fig. 3.2 Conventional cold chamber system

일본은 1974년부터 Fig. 3.2와 같은 프로세스로 LNG냉열을 이용한 냉동창고를 운영하기 시작하였다. JSF사는 도쿄가스가 요코하마 니기시지지에서 공급하는 LNG냉열을 이용하여 냉동창고를 운영하고 있으며, SEG사는 후쿠오카의 서부가스 엔지니어링사에서 공급하는 LNG냉열을 이용하여 냉동창고를 운영하고 있다. 이들 기업들이 운영하고 있는 냉동창고의 수용능력은 연간 60,960톤이며, LNG사용량은 17ton/h으로 기존 전기식설비를 사용할 때에 비해 50%의 운전비 절감효과를 가지고 있는 것으로 나타났다.

일본 LNG냉열이용 동결냉장 및 냉동식품 사업현황 실태조사에 따르면 LNG냉열이용은 일본초저온(주)의 냉장보관사업은 에너지절감(65%)형 초저온(-55℃) 대형냉장고로 일본뿐만 아니라 세계적으로 최초의 냉장업체이다.

이 회사건설 시 입지선정, 경제성검토, 기술성, 공해상의 검토 등을 거쳐 완성된 업체로서 시설규모는 냉장 20,000M/T, 1일 LNG공급량 90M/T으로 현재 가동 중이며 대부분의 동결 및 냉장품목은 참치가 83%를 차지하고 기타 17%

였으며 냉장고의 가동 율은 75%로 매우 높은 편이었다,

LNG식 냉동장치의 가장 큰 장점은 일반적인 냉동방식 전력비의 1/3밖에 소요되지 않는다. 액화질소의 냉열이용업체인 근기냉열(주)은 오사카의 천북에 있으며, 액화질소를 자가생산하여 면류생산공장으로 직송하고 동결 제조하여 품질의 고급화 및 위생식품을 제조판매하고 있다. 규모는 연간 2,000만식을 생산하고 주 생산제품은 조리면 및 냉동우동 등이다. 액화질소의 소비가격은 전기식 냉동기에 비하여 5~9배의 고액이 소요되는 것이 결점이다[8].

### 3.1.3 LNG냉열이용 냉동창고의 장단점

LNG냉열이용 냉동창고는 시스템이 단순해지면서 초기투자비가 절감되고 냉열을 만드는 것이 아니라 사용하는 것이기 때문에 운전비용이 크게 절감되고 시스템의 단순화로 유지보수가 쉽고 압축기사용 시 발생하는 진동소음도 현저히 줄일 수 있고 또한 초저온냉열의 사용으로 실온을 빠르게 낮출 수가 있다.

하지만 냉열이송을 위해서는 가스공급기로부터 1km 이내에 설치되는 것이 적합하지만 운송비용, 부지확보 등도 고려해야하기 때문에 입지조건이 제약이 따른다. 또한 대체로 농산물의 저장온도는  $-5^{\circ}\text{C}$  이상이며 축산물의 저장온도 또한  $-20^{\circ}\text{C}$  에 불과하다 다시 말해  $-50^{\circ}\text{C}$  이하에서 냉동이 필요한 품목이 많지 않아 상업적 이용을 위해서는 대규모시설이 적합하나 우리나라 시장여건상 저장물량을 확보하는 것이 쉽지 않다[9].

### 3.1.4 LNG냉열이용의 국내여건

LNG생산기지에서 LNG냉열에너지를 회수할 수 있는 과정은 탱크에서 BOG재액화기까지의 저압구간과 고압펌프후단에서 기화기전단까지의 고압구간이며 앞장에서 언급한 LNG를 소비자에게 도시가스로 공급하는 데 소비되는 냉열에너지가 60%에 달하여 활용이 가능한 냉열에너지는 기화기에서 열 교환되는 30%정도이다.

이는 LNG생산기지의 지정학적인 특성상 원거리에 있는 수요처에 도시가스를 보내기위해 승압해야하기 때문에 어쩔 수가 없다.

하지만 LNG수요처와 냉열이용처가 LNG공급시스템에 인접하게 설치되어있다

면 대부분의 LNG냉열을 활용할 수가 있다.

기존 압축식 냉동시스템의 경우는 냉매의 상변화를 위한 압축기를 구동하는데 사용온도가 낮을 경우 다단압축 및 다원냉동사이클을 채용해야하므로 사용온도가 낮으면 낮을수록 설비가 복잡해지고 초기투자비 및 전력소비량도 급격히 증가한다.

하지만 LNG의 냉열에너지를 이용하는 경우에는 이러한 압축기의 구동동력이 없이도 초저온의 LNG를 기화시키는 과정에서 바닷물에 버리는 냉열을 바로 이용하므로  $-160^{\circ}\text{C}$ 이하로 냉동하지 않는 한 특별한 장비를 추가로 사용하지 않아도 쉽게 필요온도에 도달하므로 열매체를 순환시키는 펌프만 필요하여 많은 에너지 절감을 이룰 수가 있으며 또한 바닷물에 냉열을 버리지 않아 해양환경에도 많은 도움이 된다.

따라서 기계식보다 경제적이면서 쉽게 저온에 도달할 수 있는 장점 때문에 가능한 한 저온환경을 요구하는 품목을 저장하는 것이 유리하다.

LNG냉열을 이용한 저장창고는 일본에서 1970년대에 이미 실용화 되었으며 최근에는 냉장물류센터가 일본 후쿠오카에 설치되어 운영 중에 있지만 우리나라의 경우 LNG냉열에너지를 회수하기 위한 각종 시스템들이 앞에서 언급한 것처럼 LNG냉열 공급을 위해 생산기지과 가까이 있어야 된다는 지역적인 문제 등 여러 가지 제약으로 부적합하다고 결론이 났으며 국내에서는 LNG냉열 이용 냉동창고가 한 곳도 운용되지 않고 있으며 약 10여 년 동안 더 이상의 기술검토와 투자도 없었다.

따라서 이러한 지역적인 문제를 해소하기 위해 LNG 공급설비와 LNG냉열을 이용한 냉동장치 그리고 LNG냉열을 공급하고 기화된 천연가스의 사용처인 발전플랜트를 하나의 선박에 설치한 복합플랜트시스템에 대한 연구가 본 논문에서 하고자 하는 개념이다.

## 3.2 부유식 압축 냉동시스템 모델

### 3.2.1 기본 모델의 개요

기존 압축식 냉동방식과 LNG냉열방식의 차이에서처럼 LNG냉열사용의 경우에는 실온을 빨리 낮출 수가 있지만  $-50^{\circ}\text{C}$  이하의 냉동이 필요한 품목이 별로 많지 않고 냉열이송거리가 먼 경우에는 LNG를 직접 이송하기보다는 프레온가스(CFC 및 HCFC) 등과 같은 2차 냉매를 이용하는 것이 효과적이지만 오존층 파괴의 원인이 되어 지속적으로 자연냉매에 대한 연구가 필요하고 거리가 멀 경우 배관의 단열을 위한 기술적인 문제도 해결해야한다.

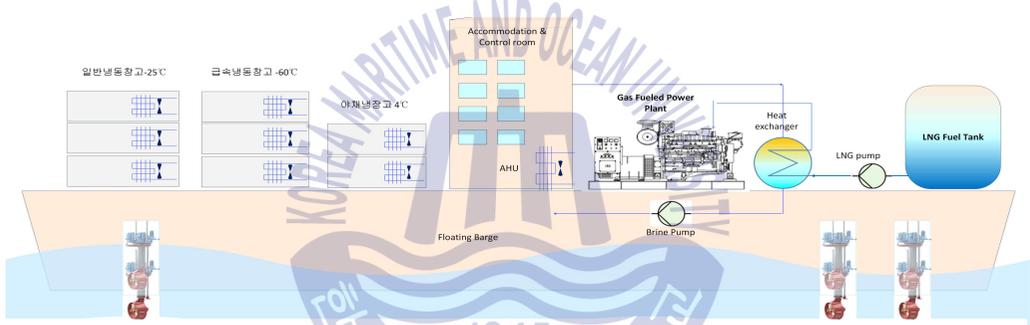


Fig. 3.3 Oil fueled floating type freezing warehouse

궁극적으로 우리나라연안에 위치하고 있는 LNG생산기지에서 지정학적으로 멀리 떨어져있는 곳에 냉열을 이송 이용하기에는 어려움이 많다.

따라서 기존의 기계식 냉동창고를 Fig. 3.3처럼 동적위치제어시스템인 DPS (Dynamic Positioning System)가 장착된 자항식 바지에 발전시스템과 함께 설치하여 인도네시아 등지의 동남아시아 섬 연안에 쉽게 접근할 수 있는 부유식 어류냉동창고와 육류물류창고이다.

하지만 LNG냉열이용 냉동냉장창고의 경우는 기계식 압축냉동시스템보다 초기투자비용과 운전비용이 크게 줄어들고 유지비도 유리하여 대단히 매력적인 에너지이다. 따라서 냉동냉장냉방시스템을 위한 필요에너지를 아래의 기계식 압축냉동 모델로 계산해 보고자 한다.

### 3.2.2 부유식 압축 냉동 시스템

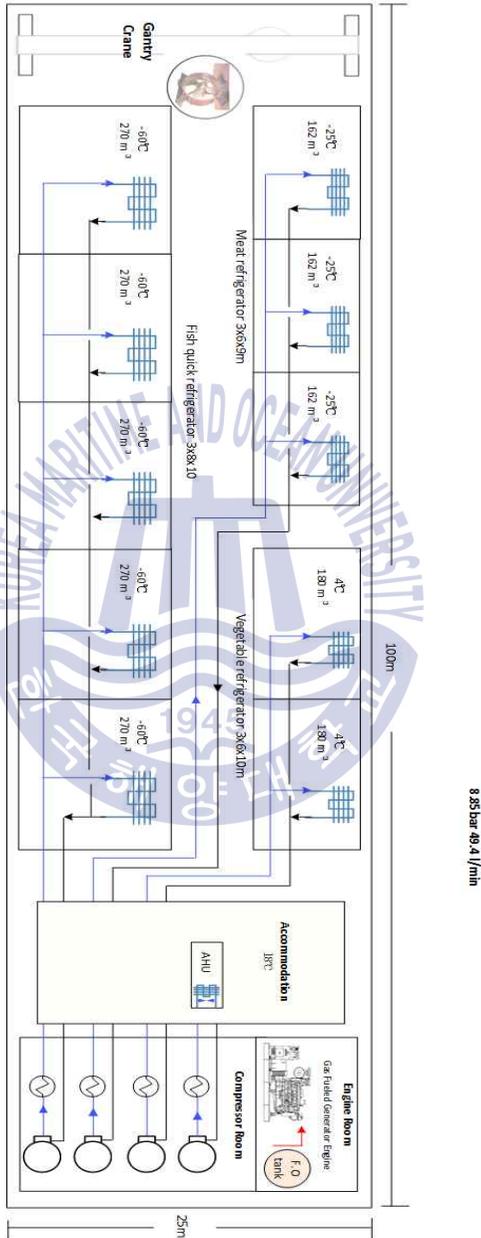


Fig. 3.4 Floating type conventional refrigeration system

Fig. 3.4는 부유식 압축냉동시스템의 기본개념도로서 Table 3.1처럼 급속냉동실 5개, 일반냉동보관실 3개, 야채과일냉장고 2개 그리고 선실로 구성하였다.

**Table 3.1** Cooling chamber

Division	Temperature	Size
Quick freezing warehouse	-60℃	270m <sup>3</sup> (3x9x10m)×5 rooms
Freezing warehouse	-25℃	162m <sup>3</sup> (3x6x9m)×3 rooms
Vegetable cold chamber	4℃	180m <sup>3</sup> (3x6x10m)×2 rooms
Accommodation AHU	18℃	1,320m <sup>3</sup>

그리고 선실은 Table 3.1와 같이 외기온도 40℃에서 실내온도 18℃를 유지할 수 있는 휠 하우스 1실, 선원실 12실, 컨트롤 룸 1실, 식당/주방 1실, 메인스위치보드 룸 1실, 공조기실 1실 등 선실전체 공간 1,320m<sup>3</sup>에 냉방시스템을 준비하였으며 시스템의 냉동부하를 아래와 같은 개념으로 계산하였다.

가) 냉동물량의 냉각에너지

나) 선실 및 냉동실 외벽으로부터의 대류, 전도, 복사열에너지

다) 선실 내부 순환공기와 틈새공기의 냉각, 인체부하 및 조명부하 등을 합산하여 필요한 에너지를 시스템별로 계산하면 다음과 같다.

**Table 3.2** Accommodation area(18℃)

Division	Size	Division	Size
Wheelhouse	120m <sup>3</sup> (2.5x8x6m)	Mess/Galley	200m <sup>3</sup> (2.5x10x8m)
Crew room	50m <sup>3</sup> (2.5x5x4m)×12	MSBD room	100m <sup>3</sup> (2.5x10x4m)
Control room	100m <sup>3</sup> (2.5x10x4m)	AHU room	200m <sup>3</sup> (2.5x10x8m)

### 1) 급속냉동창고 시스템

어류 급속냉동창고의 경우 -60℃로 설정하는 이유는 생선이나 육류의 냉동보관 시 육질이 어는 과정에서 표면으로부터 내부까지 어는 동안 세포파괴, 탈수 등 영양소파괴가 일어나는 최대빙결상태인 -1℃에서 -5℃에 머무는 시간이 2시간이상이면 해동 시 육질의 품질이 떨어진다.

따라서 참치같은 고급어족인 경우 완전히 동결되는 시간을 30분 이내로 하

여 세포가 파괴되는 이 시간을 되도록 짧게 하기 위해서는  $-60^{\circ}\text{C}$  이하의 급속 냉동이 필요하다.

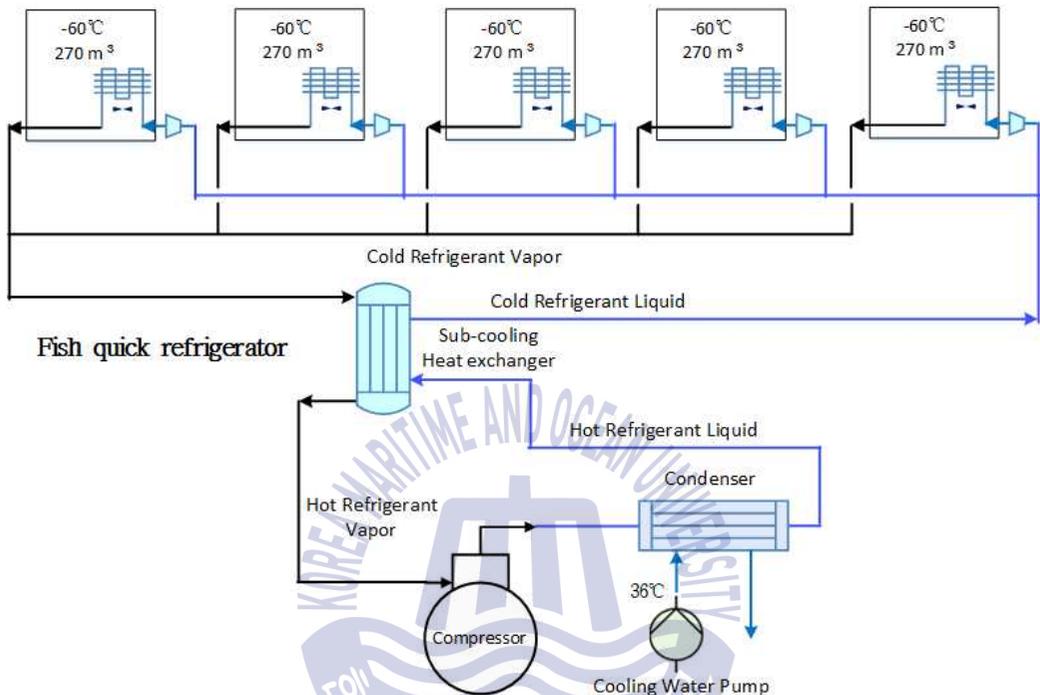


Fig. 3.5 Mechanical fish refrigeration system

### 1-1) 냉동식품의 냉각에너지 산출

1kg의 참치를 포획 후  $30^{\circ}\text{C}$  에서  $-60^{\circ}\text{C}$  까지 동결하기 위한 냉동열량은 동결 전 필요열량과 동결잠열 그리고 동결 후  $-60^{\circ}\text{C}$  까지 열량의 합을 아래 식(1)으로 구하면 ①+②+③=103.97kcal/kg이다.

- ① 동결전의 필요열량 : 동결물량 $kg \times \Delta t \times$ 비열 $C_p \text{ kcal/kg}^{\circ}\text{C}$   
 $= 1kg \times (30 - (-2.2)) \times 0.76 \text{ kcal/kg}^{\circ}\text{C} = 24.472 \text{ kcal}$
- ② 동결잠열 : 55.8kcal/kg
- ③ 동결 후  $-60^{\circ}\text{C}$  까지 냉각 :

동결물량 $kg \times \Delta t \times$ 비열  $C_a \text{ kcal/kg}^\circ c$

$$= 1kg \times (-2.2 - (-60)) \times 0.41 \text{ kcal/kg}^\circ c = 23.698 \text{ kcal} \quad (1)$$

- 참치 동결전의 비열  $C_b$  :  $0.76 \text{ kcal/kg}^\circ c$
- 참치 동결점 :  $-2.2^\circ c$
- 참치 동결후의 비열  $C_a$  :  $0.41 \text{ kcal/kg}^\circ c$
- 참치 동결 잠열 :  $55.8 \text{ kcal/kg}$  [10]

**Table 3.3** Freezing energy of tuna in fish refrigerator

Division		Freezing energy of tuna for 24h (30°C to -60°C)	
		kcal/kg	kcal(105 tons)
S.H before frozen $C_b$	0.76 kcal/kg°C	24.472 kcal/kg	2,569,560 kcal
Latent heat in frozen		55.8 kcal/kg	5,859,000 kcal
S.H after frozen $C_a$	0.41 kcal/kg°C	23.698 kcal/kg	2,488,290 kcal
Total(24hrs)		103.97 kcal/kg	10,916,850 kcal
Total(hrs)			454,869 kcal/h

위의 결과로  $-60^\circ c$ 의 냉동실에 70kg의 참치 300마리를 보관할 경우에 각 룸 당 21톤에 해당하는 물량을 24시간 동안에 냉동시키기 위해 필요한 냉동에너지는  $21,000kg \times 103.97 \text{ kcal/kg} = 2,183,370 \text{ kcal}$ 이며  $30^\circ c$ 에서 목표온도  $-60^\circ c$ 로 냉각시키기 위해 시간당 냉동실별  $90,973.75 \text{ kcal/h}$ 의 열량이 필요하며 총 5개의 냉동실을 위해서는  $454,868.75 \text{ kcal/h}$ 의 냉동열량이 필요하다.

#### 1-2) 냉동창고 외기로 부터의 침입에너지 산출

외기온도는  $40^\circ c$ 이고 냉동실내 온도가  $-60^\circ c$ 의 급속냉동실의 벽면을 Table 3.4와 같이 70mm두께의 폴리우레탄폼 단열재로 시공한 냉동실벽으로 전달되는 열을 전도, 대류, 복사에너지로 구분하여 계산한다.

**Table 3.4** Specification of fish refrigerator

Fish quick refrigerator	
Insulation panel thermal conductivity	0.024kcal/mh°C
Thickness of insulation panel	70mm
Outside temperature	40°C
Temperature in refrigerator	-60°C
Total area of insulation panel	1,254m <sup>2</sup>

가) 전도 열전달

물질 내 어느 위치에서 열전도에 의해 전달된 열의 이동량은 Fourier의 열전도법칙에 따라 그 위치에서 온도구배에 비례하여 아래와 같이 열에너지가 전달된다.

Fourier법칙 :  $q_{cond} = -\lambda A \frac{dT}{dx}$

$\frac{dT}{dx}$  : 온도변화율 [ $^{\circ}C/m$ ]

$dT \rightarrow \Delta t$  : ( $t_2 - t_1$ )의 온도차

$dx \rightarrow \Delta x$  : ( $x_2 - x_1$ )의 단열층의 두께

$\lambda$  [ $kcal/mh^{\circ}C$ ] : 방열벽의 열전도율

$t_1$  [ $^{\circ}C$ ] : 외기온도

$t_2$  [ $^{\circ}C$ ] : 고내온도

$A$  [ $m^2$ ] : 방열벽 면적

$q_{cond}^{\bullet}$  열유속 (*heat flux*) : 단위면적, 단위시간당 전도에 의한 이동열량

$$= \frac{q_{cond}}{A} = -\lambda \frac{dT}{dx} = -\lambda \frac{\Delta T}{\Delta x} [kcal/m^2h]$$

$$q_{cond} \text{ 전도이동열량} = -\lambda A \frac{dT}{dx} = -\lambda A \frac{\Delta T}{\Delta x} kcal/h$$

나) 대류 열전달

매질의 유동이 존재할 때 전도 열전달과 유동에 따르는 에너지전달이 합쳐진 열전달 메커니즘으로 Newton의 냉각법칙이 아래와 같이 적용 된다

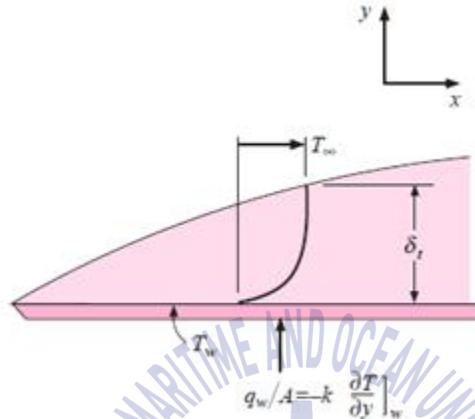


Fig. 3.6 Convective heat transfer

Fig. 3.6에서 Newton의 냉각법칙:  $q = hA(T_w - T_\infty)$ 과 벽면에서

Fourier의 열전도법칙:  $q = -kA \frac{dT}{dx}$ 는 동일하여  $h(T_w - T_\infty) = -k \frac{dT}{dy}]_{wall}$ 이다.

따라서  $h = \frac{-k \frac{dT}{dy}]_{wall}}{T_w - T_\infty}$ 가 되며 온도분포가 만족해야할 조건은

$$y=0 \text{에서 } T = T_w$$

$$y = \delta_t \text{에서 } \frac{dT}{dy} = 0, T = t_\infty \text{ 점성에 의한 일이 없다면 벽면에서의 속도는 } 0$$

$$y=0 \text{에서 } \frac{d^2 T}{dy^2} = 0 \text{이다.}$$

$h_o [kcal/m^2 h^\circ c]$ : 외부대류 열전달계수

$h_i [kcal/m^2 h^\circ c]$ : 내부대류 열전달계수

$A [m^2]$ : 방열벽 면적

$T_w [^\circ C]$ : 고체벽의 표면온도

$T_{\infty}$ [°C] : 고체벽 주위의 유체온도

위 속도분포와 마찬가지로 3차 다항식으로 만족시킬 수 있고 그 결과는

$$\frac{T - T_w}{T_{\infty} - T_w} = \frac{3}{2} \frac{y}{\delta_t} - \frac{1}{2} \left(\frac{y}{\delta_t}\right)^3 \text{로 되어}$$

$$T = (T_{\infty} - T_w) \left[ \frac{3}{2} \frac{y}{\delta_t} - \frac{1}{2} \left(\frac{y}{\delta_t}\right)^3 \right] + T_w \text{를 미분하면}$$

$$\frac{dT}{dy} = (T_{\infty} - T_w) \left[ \frac{3}{2\delta_t} - \frac{3}{2} \left(\frac{y}{\delta_t}\right)^2 \right] \quad y=0 \text{에서}$$

$$\frac{dT}{dy} = (T_{\infty} - T_w) \frac{3}{2\delta_t} \text{를 위 식에 대입하면}$$

$$h = \frac{-k(T_{\infty} - T_w) \frac{3}{2\delta_t}}{T_w - T_{\infty}} = k \frac{3}{2\delta_t} \text{이다.}$$

$q_{conv}$  열유속(heat flux) : 단위면적, 단위시간 당 대류에 의한 이동열량

$$= \frac{q_{conv}}{A} = h(T_w - T_{\infty}) [kcal/m^2h]$$

$$q_{conv} \text{ 대류이동열량} = -hA(T_w - T_{\infty}) kcal/h$$

의 공식으로 계산되며 외부에서 벽면을 통하여 전달되는 열에너지는 외부의 열이 벽면에 1차 대류열전달로 전달되고 2차로 단열벽의 통과는 전도열전달로 통과하여 3차로 내부로 또다시 대류열전달로 전달된다. 여기에서 자연대류에서 열전달계수  $h$ 의 근사 값은  $10w/m^2°C$ 이다.[11]

다) 총괄 열전달

Fig. 3.7과 같이 외기의 열기가 대류, 전도, 대류에 의해서 냉동창고의 단열벽으로 침투하는 열에너지를 아래의 식(2)으로 구할 수 있다.

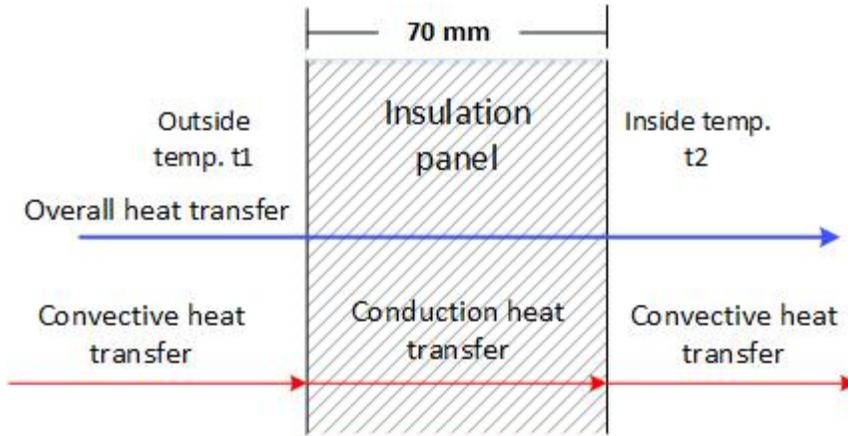


Fig. 3.7 Overall heat transfer

$$Q = \frac{\Delta t}{\sum R} = \frac{\Delta t}{R_{conv.out} + R_{cond} + R_{conv.i}} = \frac{t_2 - t_1}{\frac{1}{h_o A} + \frac{\Delta x}{\lambda A} + \frac{1}{h_i A}} \text{ kcal/h} \quad (2)$$

$$R_{conv.out} [h^\circ c/kcal] \text{ 외기 대류열저항} = \frac{1}{h_o A} = \frac{1}{8.6 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ c \times 1,254 \text{ m}^2}$$

$$R_{cond} [h^\circ c/kcal] \text{ 전도열저항} = \frac{\Delta x}{\lambda A} = \frac{0.07 \text{ m}}{0.024 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ c \times 1,254 \text{ m}^2}$$

$$R_{conv.i} [h^\circ c/kcal] \text{ 내기 대류열저항} = \frac{1}{h_i A} = \frac{1}{8.6 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ c \times 1,254 \text{ m}^2}$$

$$k [kcal/h^\circ c] \text{ 열관류율 (heat flux)} = \frac{1}{\sum R \text{ 전체열저항} [h^\circ c/kcal]} = 398 \text{ kcal/h}^\circ c$$

급속냉동실의 총괄 전달열에너지는 아래와 같다.

$$Q (\text{kcal/h}) = \frac{\Delta t}{\sum R} = \Delta t \times \text{열관류율 } k = 41,179 \text{ kcal/h}$$

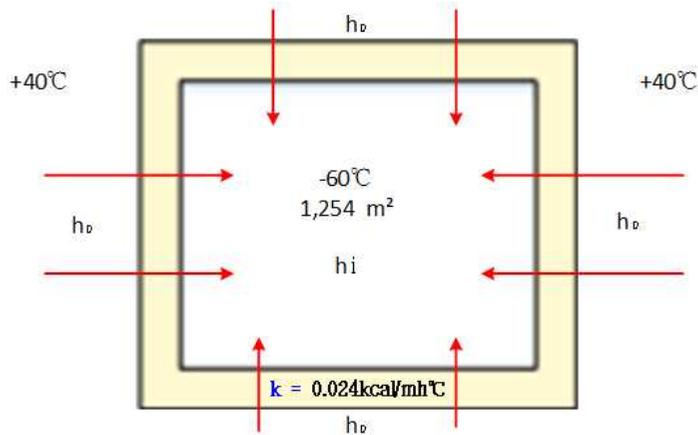


Fig. 3.8 Heat transfer of fish refrigerator

### 1-3) 총 필요 냉동부하

냉동실내 냉동물의 냉각과 외기에서 방열벽을 통해 들어오는 열을 냉각시키기 위한 총열량을 계산하면  $454,869 \text{ kcal/h}$ (식품냉각) +  $39,819 \text{ kcal/h}$ (침투열량) =  $494,688 \text{ kcal/h}$ 로서 163.59 US냉동톤이다.

### 1-4) 냉동시스템 총 필요전력

#### 가. 압축기 모터출력

164 US냉동톤에 해당되는 압축기 모터의 출력은 Fig. 3.9에 의하면  $-60^{\circ}\text{C}$ 에서  $164 \times 4 = 656 \text{ kW}$ 이다.

#### 나. 유니트쿨러 팬 모터의 출력

$$3 \text{ kW} \times 2 \text{ sets} \times 5 \text{ rooms} = 30 \text{ kW}$$

#### 다. 콘덴서 냉각수 펌프용량계산

응축기 입구의 냉각수온도  $36^{\circ}\text{C}$ 에서 출구온도  $40^{\circ}\text{C}$ 인 경우 필요냉각수량을 아래의 식(3)으로 계산하면  $2,576 \text{ l/min}$ 이며 펌프의 용량을 아래의 식(4)으로 계산하면  $19.43 \text{ kW}$ 이다.

$$G_c(\text{USRT당 필요수량}) = \frac{3,024\text{kcal/h} \times 1.25}{60\text{min} \times (t_2 - t_1)} [l/\text{min}] = \frac{3,780}{60 \times (40 - 36)} = 15.75\text{l/min}$$

$$= 163.59(\text{USRT}) \times 15.75\text{l/min} = 2,576\text{l/min} \quad (3)$$

$$L_{kW}(\text{소요동력}) = \frac{Qm^3/\text{min}(\text{유량}) \times Hm(\text{양정}) \times \gamma kg_f/m^3(\text{물의 비중량})}{102kgf\text{m}/\text{sec}(kW\text{당}) \times 60\text{min} \times \text{펌프효율}} \times \text{여유율}$$

$$= \frac{2,576 \times 30 \times 1,000}{102 \times 60 \times 0.78} \times 1.2 \approx 19.43\text{kW} \quad (4)$$

따라서 위의 계산으로 냉동기 압축기, Unit cooler fan motor 그리고 응축기 냉각수 펌프의 모터 출력은 656kW + 30kW + 19.43kW = 705kW이다.

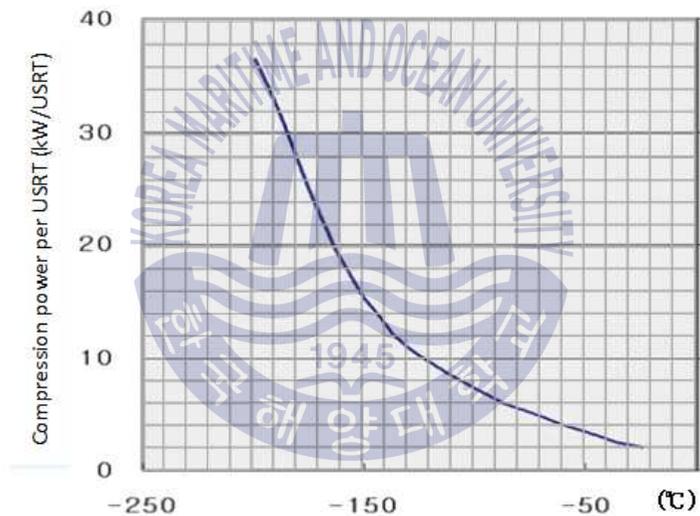


Fig. 3.9 Electric power per USRT

## 2) 일반육류냉동창고 시스템

### 2-1) 냉동식품의 냉각에너지 산출

1kg의 소고기를 도축 후 30°C에서 -25°C까지 동결하기 위한 냉동열량을 아래의 식(5)로 구하면 ①+②+③ = 80.832kcal/kg이다.

① 동결전의 필요열량 :  $1\text{kg} \times (30 - (-2.2))^\circ\text{C} \times 0.7\text{kcal/kg}^\circ\text{C} = 22.54\text{kcal}$

② 동결잠열 :  $1\text{kg} \times 49.4\text{kcal/kg} = 49.4\text{kcal}$

③ 동결 후  $-25^{\circ}\text{C}$  까지 냉각 :  $1 \times (-2.2 - (-25)) \times 0.39 = 8.892\text{kcal}$  (5)

- 소고기 동결전의 비열 :  $0.7\text{kcal/kg}^{\circ}\text{C}$
- 소고기 동결점 :  $-2.2^{\circ}\text{C}$
- 소고기 동결후의 비열 :  $0.39\text{kcal/kg}^{\circ}\text{C}$
- 소고기 동결 잠열 :  $49.4\text{kcal/kg}$

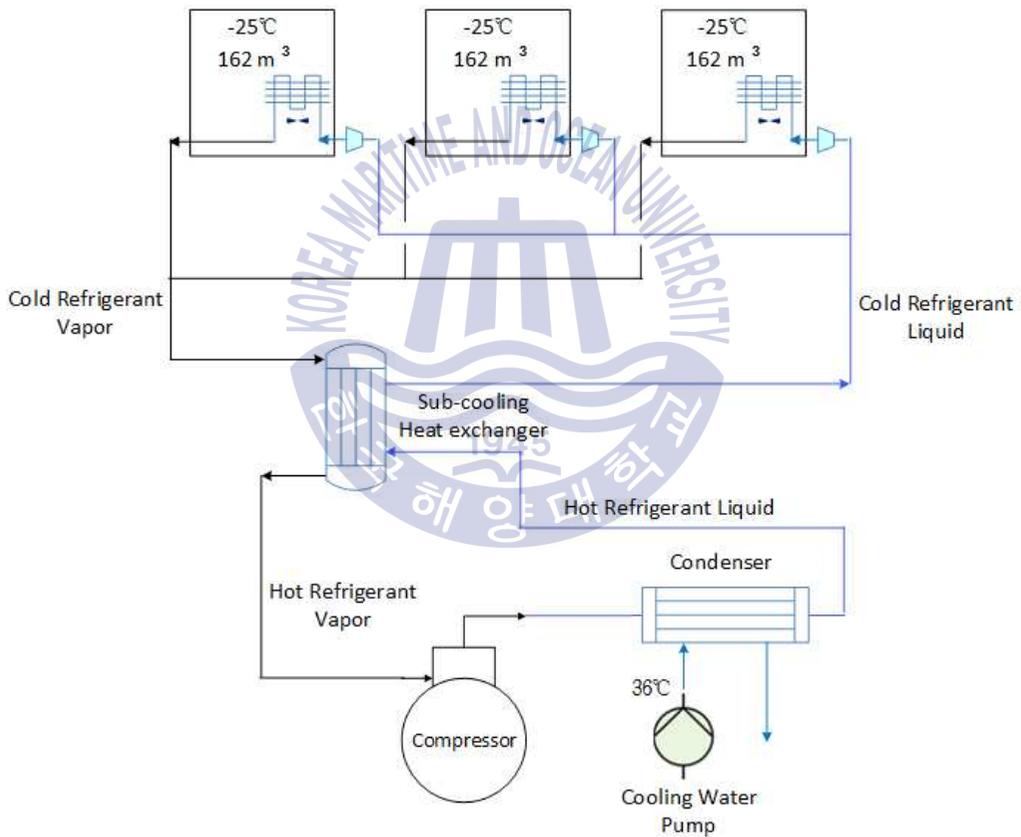


Fig. 3.10 Mechanical meat refrigeration system

위의 결과로  $-25^{\circ}\text{C}$  의 냉동보관실에  $100\text{kg}$ 의 냉동육 60개를 보관할 경우에 각 룬 당 6톤의 냉동육을  $-25^{\circ}\text{C}$  로 보관하기 위해 필요한 냉동에너지는  $6,000\text{kg} \times 80.832\text{kcal/kg} = 484,992\text{kcal}$ 이며 24시간 내에 목표온도로 냉동하기 위해서는

20,208kcal/h이고 총 3개의 냉동실을 위해서는  $20,208 \times 3 = 60,624\text{kcal/h}$ 의 냉동 열량이 필요하다.

**Table 3.5** Freezing energy of meat in meat refrigerator

Division		Freezing energy of meat for 24h (30°C to -25°C)	
		kcal/kg	kcal(18 tons)
S.H before frozen $C_b$	0.7kcal/kg°C	22.54kcal/kg	405,720kcal
Latent heat in frozen		49.4kcal/kg	889,200kcal
S.H after frozen $C_a$	0.39kcal/kg°C	8.892kcal/kg	160,056kcal
Total(24hrs)		71.398kcal/kg	1,454,976kcal
Total(hrs)		80.832kcal/kg	60,624kcal/h

2-2) 냉동창고 외기로 부터의 침입에너지 산출

열전도율이 0.024kcal/mh°C 인 우레탄폼 단열제로 시공한 두께70mm 냉동실벽의 경우 열통과율이  $0.343\text{kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$  으로서 냉동실내 온도가 -25°C, 외기온도는 40°C 이고, 단열벽의 면적이  $522\text{m}^2$  일 경우 급속냉동실과 마찬가지로 외부에서 침입하는 열은 대류, 전도 대류의 순서로 냉동실내부로 전달된다.

따라서 전달되는 열에너지를 아래와 같이 총괄열전달 계산방식으로 계산할 수 있다.

**Table 3.6** Specification of meat refrigerator

Meat refrigerator	
Insulation panel thermal conductivity	0.024kcal/mh°C
Thickness of insulation panel	70mm
Outside temperature	40°C
Temperature in refrigerator	-25°C
Total area of insulation panel	$522\text{m}^2$

- 총괄 열전달 계산

Fig. 3.11과 같이 외기의 열기가 대류, 전도, 대류에 의해서 냉동창고의 단열벽으로 침투하는 열에너지를 아래의 식(6)으로 구하면 10,774kcal/h이다.

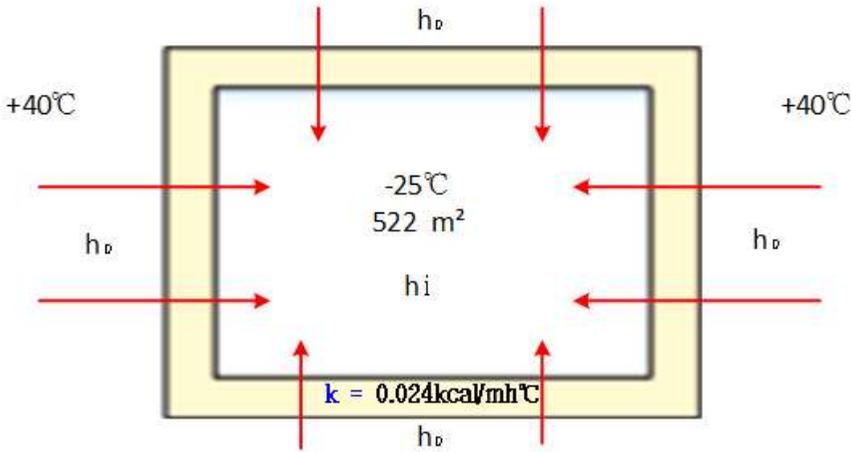


Fig. 3.11 Heat transfer of meat refrigerator

$$Q = \frac{\Delta t}{\sum R} = \frac{\Delta t}{R_{conv.out} + R_{cond} + R_{conv.in}} = \frac{t_2 - t_1}{\frac{1}{h_o A} + \frac{\Delta x}{\lambda A} + \frac{1}{h_i A}} \text{ kcal/h} \quad (6)$$

$$R_{conv.out} [h^\circ c/kcal] \text{ 외기대류열저항} = \frac{1}{h_o A} = \frac{1}{8.6 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ c \times 522 \text{ m}^2}$$

$$R_{cond} [h^\circ c/kcal] \text{ 전도열저항} = \frac{\Delta t}{\lambda A} = \frac{65^\circ c}{0.024 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ c \times 522 \text{ m}^2}$$

$$R_{conv.in} [h^\circ c/kcal] \text{ 내기대류열저항} = \frac{1}{h_i A} = \frac{1}{8.6 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ c \times 522 \text{ m}^2}$$

$$k [\text{kcal/h}^\circ c] \text{ 열관류율} = \frac{1}{\sum R \text{ 전체열저항} [h^\circ c/kcal]} = 166 \text{ kcal/h}^\circ c$$

일반냉동실의 총괄 전달열

$$Q [\text{kcal/h}] = \frac{\Delta t}{\sum R} = \Delta t \times \text{열관류율} k = 10,774 \text{ kcal/h}$$

$\lambda$  : 방열벽의 열전도율  $0.024 \text{ kcal/mh}^\circ c$

$t_1 [^\circ C]$  : 외기온도

$t_2[^\circ\text{C}]$  : 고내온도

$A[m^2]$  : 방열벽 면적

### 2-3) 총 필요 냉동에너지

냉동실내 냉동물의 냉각과 외기에서 방열벽을 통해 들어오는 열을 냉각시키기 위한 총열량을 계산하면  $60,624\text{kcal/h}$ (식품냉각) +  $10,774\text{kcal/h}$ (침투열량) =  $71,398\text{kcal/h}$ 로서 23.61US냉동톤이다.

### 2-4) 냉동시스템 필요전력

#### 가. 압축기 모터출력

23.61USRT에 해당되는 압축기모터의 출력은 Fig. 3.9에 의하면  $-25^\circ\text{C}$ 에서  $23.61 \times 1.9 = 45\text{kW}$ 이다.

#### 나. 유니트쿨러 팬 모터의 출력

$3 \text{ kW} \times 2\text{sets} \times 3\text{rooms} = 18\text{kW}$

#### 다. 응축기 냉각수 펌프용량계산

먼저 필요 냉각수량을 식(7)로 계산하면  $371.87\text{l/min}$ 이며 펌프의 용량을 아래의 식(8)으로 계산하면  $2.8\text{kW}$ 이다.

$$G_c(\text{USRT당 필요수량}) = \frac{3,024\text{kcal/h} \times 1.25}{60\text{min} \times (t_2 - t_1)} [\text{l/min}] = \frac{3,780}{60 \times (40 - 36)} = 15.75 \text{ l/min}$$
$$= 23.62 (\text{USRT}) \times 15.75 \text{ l/min} = 371.87 \text{ l/min} \quad (7)$$

$$L_{kw}(\text{소요동력}) = \frac{Q\text{m}^3/\text{min}(\text{유량}) \times H\text{m}(\text{양정}) \times \gamma\text{kg}_f/\text{m}^3(\text{물의 비중량})}{102\text{kgfm}/\text{sec}(\text{kw당}) \times 60\text{min} \times \text{펌프효율}} \times \text{여유율}$$
$$= \frac{0.37187 \times 30 \times 1,000}{102 \times 60 \times 0.78} \times 1.2 \approx 2.8\text{kW} \quad (8)$$

따라서 위의 계산으로 냉동기 압축기, Unit cooler fan motor 그리고 응축기 냉각수 펌프의 모터 출력은  $45\text{kW} + 18\text{kW} + 2.8\text{kW} = 66\text{kW}$ 이다.

### 3) 야채 냉장창고시스템

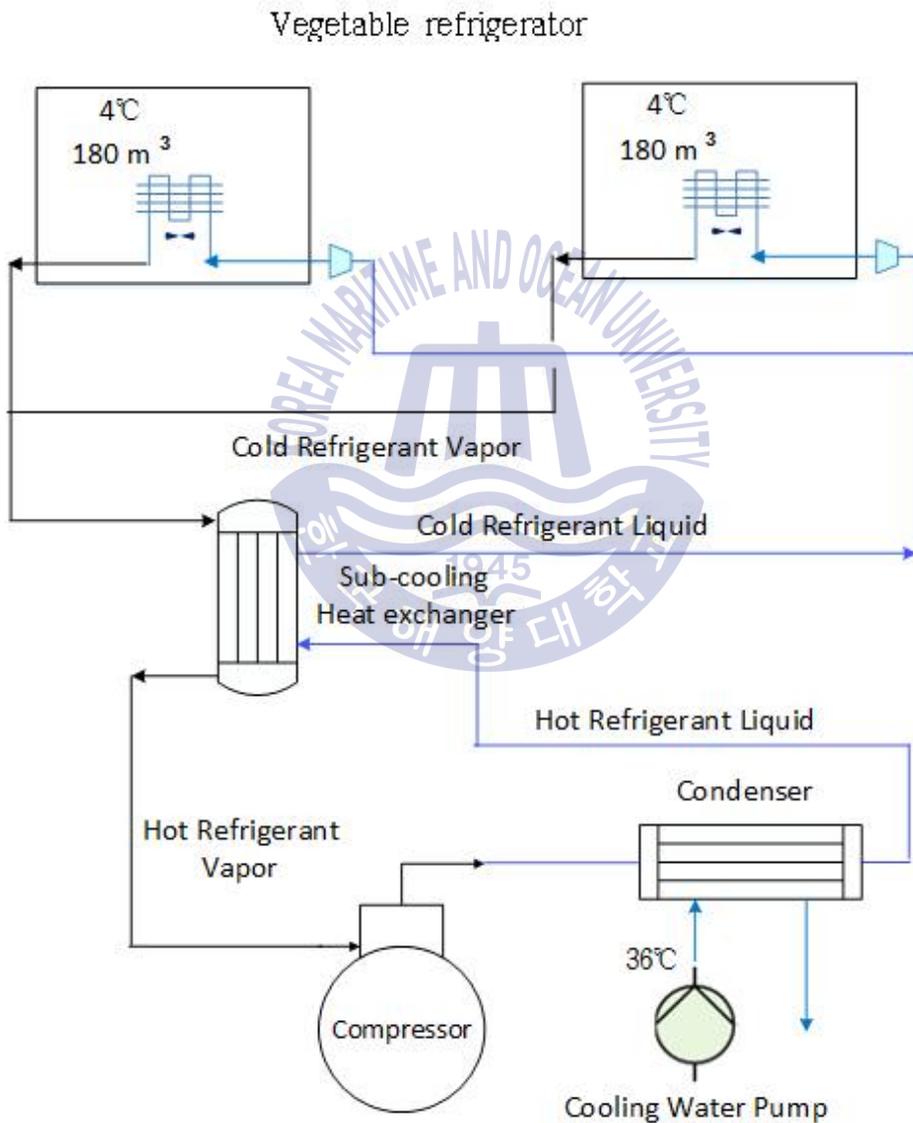


Fig. 3.12 Mechanical vegetable refrigeration system

### 3-1) 냉장식품의 냉각에너지 산출

1kg의 바나나, 맥주 등 일반냉장식품을 30°C 에서 4°C 까지 냉각하기 위한 열량을 구하면 23.4kcal이다.

$$1\text{kg} \times (30-4)^\circ\text{C} \times 0.9\text{kcal/kg}^\circ\text{C} = 23.4\text{kcal}$$

- 바나나, 맥주의 비열 : 0.9kcal/kg°C

**Table 3.7** Freezing energy of banana in vegetable refrigerator

Division		Cooling energy of banana per kg for 24h (30°C to 4°C)	
		kcal	kcal(12 tons)
Specific heat C	0.9kcal/kg°C	23.4kcal	280,800kcal
Total(/hr)			11,700kcal/h

위의 결과로 4°C 의 야채냉장실에 6,000kg의 바나나와 맥주를 보관할 경우에 각 룸 당 필요한 냉각에너지는 6,000kg x 23.4kcal/kg = 140,400kcal이며 24시간 내에 목표온도로 냉동하기 위해서는 5,850kcal/h이며 총 2개의 냉장실을 위해서는 5,850 x 2 = 11,700kcal/h의 냉각열량이 필요하다.

### 3-2) 냉장창고 외벽으로의 침입에너지 산출

**Table 3.8** Specification of vegetable refrigerator

Vegetable refrigerator	
Insulation panel thermal conductivity	0.024kcal/mh°C
Thickness of insulation panel	70mm
Outside temperature	40°C
Temperature in refrigerator	4°C
Total area of insulation panel	396m <sup>2</sup>

열전도율이 0.024kcal/mh°C 인 우레탄폼 단열제로 시공한 두께 70mm 냉동실 벽의 경우 열통과율이 0.343kcal/m<sup>2</sup>h°C 으로서 냉장실내 온도가 4°C, 외기온도는 40°C 이고, 180m<sup>3</sup>(3x6x10m)규모의 단열벽 면적이 396m<sup>2</sup>일 경우 외부에서 침입하는 열은 대류, 전도 대류의 순서로 냉동실내부로 전달된다.

따라서 전달되는 열에너지의 계산을 아래와 같이 총괄열전달 계산방식으로 할 수 있다.

- 총괄 열전달

Fig. 3.13과 같이 외기의 열기가 대류, 전도, 대류에 의해서 냉장창고의 단열벽으로 침투하는 열에너지를 아래의 식(9)으로 구할 수 있다.

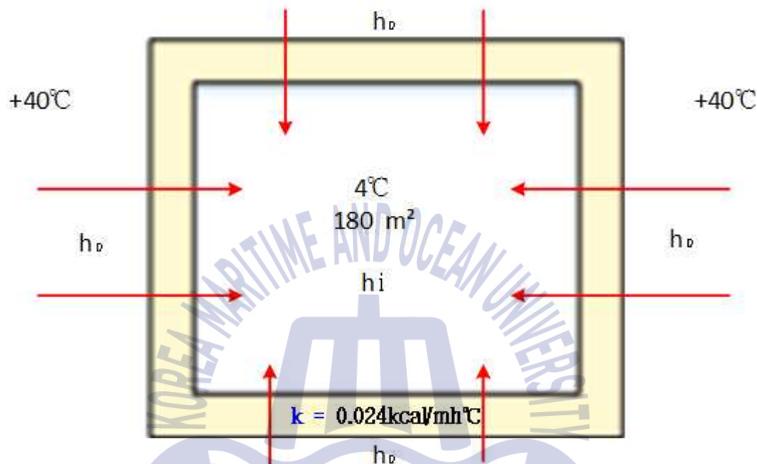


Fig. 3.13 Heat transfer of vegetable refrigerator

$$Q = \frac{\Delta t}{\sum R} = \frac{\Delta t}{R_{conv.out} + R_{cond} + R_{conv.i}} = \frac{t_2 - t_1}{\frac{1}{h_o A} + \frac{\Delta x}{\lambda A} + \frac{1}{h_i A}} \text{ kcal/h} \quad (9)$$

$$R_{conv.out} [h^\circ c/kcal] \text{ 외기대류열저항} = \frac{1}{h_o A} = \frac{1}{8.6 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ c \times 180 \text{ m}^2}$$

$$R_{cond} [h^\circ c/kcal] \text{ 전도열저항} = \frac{\Delta t}{\lambda A} = \frac{36^\circ c}{0.024 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ c \times 180 \text{ m}^2}$$

$$R_{conv.i} [h^\circ c/kcal] \text{ 내기대류열저항} = \frac{1}{h_i A} = \frac{1}{8.6 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ c \times 180 \text{ m}^2}$$

$$k [\text{kcal/h}^\circ c] \text{ 열관류율} = \frac{1}{\sum R \text{ 전체열저항} [h^\circ c/kcal]} = 57 \text{ kcal/h}^\circ c$$

$$Q_{kcal/h} = \frac{\Delta t}{\sum R} = \Delta t \times \text{열관류율} k = 2,058 \text{kcal/h}$$

$\lambda [kcal/mh^{\circ}c]$  : 방열벽의 열전도율

$t_1 [^{\circ}C]$  : 외기온도

$t_2 [^{\circ}C]$  : 고내온도

$A [m^2]$  : 방열벽 면적

### 3-3) 야채냉장실 총 필요 냉각에너지

냉장실내 냉장물의 냉각과 외기에서 방열벽을 통해 들어오는 열을 냉각시키기 위한 총열량을 계산하면  $11,700 \text{kcal/h} + 2,058 \text{kcal/h} = 13,758 \text{kcal/h}$ 로서 4.55 US냉동톤이다.

### 3-4) 냉장시스템 필요전력

가. 압축기 모터출력

4.55 USRT에 해당되는 압축기모터의 출력은 Fig. 3.9에 의하면  $-25^{\circ}C$ 에서  $4.55 \times 1.8 = 8.19 \text{kW}$ 이다.

나. 유니트쿨러 팬 모터의 출력

$$2 \text{kW} \times 2 \text{ sets} \times 2 \text{ rooms} = 8 \text{kW}$$

다. 콘덴서 냉각수 펌프용량계산

필요 냉각수량을 식(10)로 계산하면  $71.65 \text{l/min}$ 이며 펌프의 용량을 아래의 식(11)으로 계산하면  $0.54 \text{kW}$ 이다.

$$G_c(\text{USRT당 필요수량}) = \frac{3,024 \text{kcal/h} \times 1.25}{60 \text{min} \times (t_2 - t_1)} [l/\text{min}] = \frac{3,780}{60 \times (40 - 36)} = 15.75 \text{l/min}$$

$$= 4.55(\text{USRT}) \times 15.75 \text{l/min} = 71.65 \text{l/min} \quad (10)$$

$$L_{kW}(\text{소요동력}) = \frac{Qm^3/\text{min}(\text{유량}) \times Hm(\text{양정}) \times \gamma kg_f/m^3(\text{물의 비중량})}{102kgfm/\text{sec}(kW\text{당}) \times 60\text{min} \times \text{펌프효율}} \times \text{여유율}$$

$$= \frac{0.07165 \times 30 \times 1,000}{102 \times 60 \times 0.78} \times 1.2 = 0.54 kW \quad (11)$$

따라서 위의 계산으로 냉동기 압축기, 유니트쿨러 팬 모터 그리고 응축기 냉각수 펌프의 모터 출력은  $8.19kW + 8kW + 0.54kW = 16.73kW$ 이다.

#### 4) 선실 냉방시스템

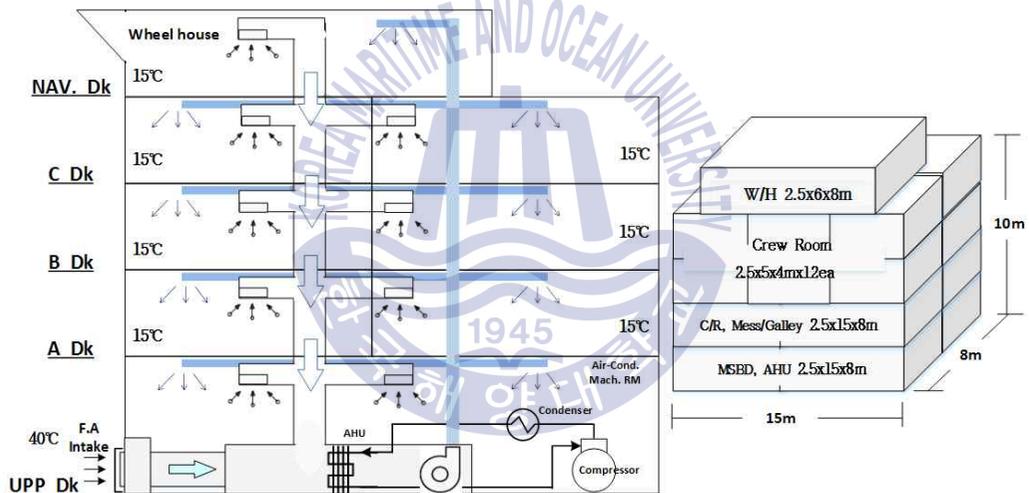


Fig. 3.14 Air conditioning system in accommodation

외기의 온도가  $40^{\circ}\text{C}$  이고 선실 내 온도가  $18^{\circ}\text{C}$  인 선실의 전체외벽면적이  $770 m^2$ 로서 그 중에 단열외벽이 90%인  $693 m^2$ 이고 10%인  $77 m^2$ 가 창문으로 설계되어있으며 선실의 냉방부하를 여름철 실내의 온도를 냉각하고 습도를 낮춰 유지하기 위해 필요한 열량, 실내로부터 제거해야하는 열량 그리고 실내로 침입하는 열량의 합이다.

이러한 냉방부하를 계산하기 위해서는 열의 종류인 공기의 온도를 상승시키

거나 강하에 영향을 주는 열량인 현열( $q_s$ : Sensible heat)과 습도를 상승시키거나 강하에 영향을 주는 열량인 잠열( $q_l$ : Latent heat)을 이용해야한다.

Fig. 3.14 선실의 경우 선실전체부피의 공기를 공조기(AHU)로 시간당 평균 6회의 공기순환을 하며 깨끗한 공기순환을 위해 순환공기량의 50%를 외기에서 공급함을 기준으로 아래와 같이 계산한다.

선실의 공기를 40°C 에서 18°C 까지 냉각하여 습도와 청정도를 유지하는데 필요한 열량인 냉방부하를 계산하기 위해서는 실내공기를 냉각, 가열, 감습, 가습, 환기하는 과정이 필요하며 Fig. 3.15와 같은 개념의 외부침입과 내부부하를 각각 계산하여야 한다.

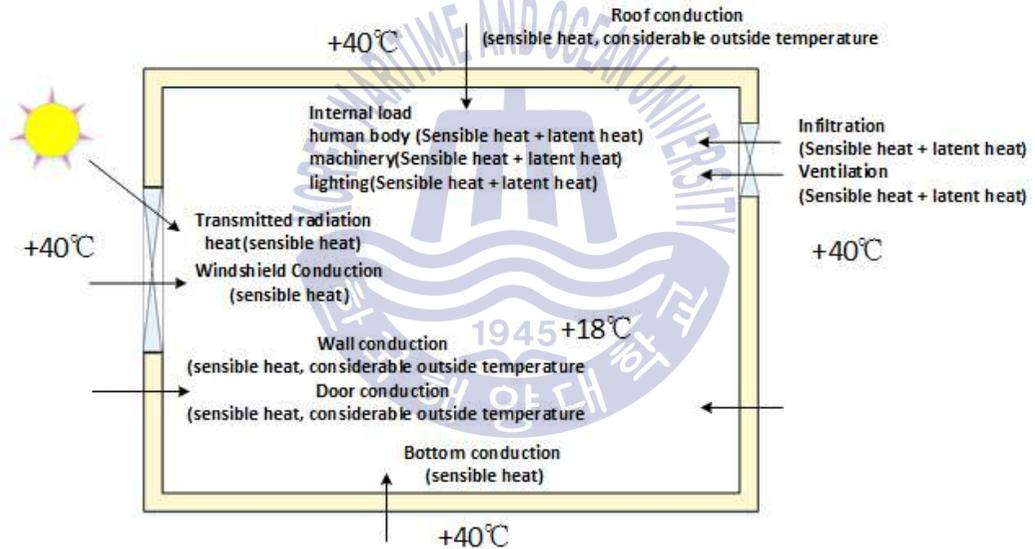


Fig. 3.15 Load of air conditioning system in accommodation

이러한 외부침입은 벽과 지붕으로부터 침입하는 전도열량, 창문으로부터의 복사열전달로 인한 침입열량과 내부부하인 거주하는 사람들의 인체에서의 발열, 시간당 전 공기량의 6회에 해당되는 공기순환 량의 냉각, 누설되는 공기와 내부공기의 신선함을 위해 외부로부터 유입되는 습기를 머금은 공기의 냉각 그리고 조명에 의한 발열이 이에 해당된다.

4-1) 벽과 지붕으로부터의 침입열량

선실전체 외벽면적의 90%인  $693m^2$ 를 차지하는 열전도율이  $0.024kcal/mh^\circ C$ 인 우레탄 단열제로 시공한 두께 70mm 선실벽의 경우 외부에서 침입하는 열은 대류, 전도, 대류의 순서로 선실내부로 전달되는 총괄 열전달이 해당된다.

Table 3.9 Specification of accommodation

Air conditioner in accommodation	
Insulation panel thermal conductivity	0.024kcal/mh <sup>°C</sup>
Thickness of insulation panel	70mm
Outside temperature	40°C
Temperature in refrigerator	18°C
Total area of insulation panel	693m <sup>2</sup>
Total area of window	77m <sup>2</sup>

- 총괄 열전달

Fig. 3.15와 같이 외기의 열기가 대류, 전도, 대류에 의해서 선실의 단열외벽으로부터 침투하는 열에너지를 아래의 식(12)으로 구할 수 있다.

$$Q = \frac{\Delta t}{\sum R} = \frac{\Delta t}{R_{conv.out} + R_{cond} + R_{conv.in}} = \frac{t_2 - t_1}{\frac{1}{h_o A} + \frac{\Delta x}{\lambda A} + \frac{1}{h_i A}} \text{ kcal/h} \quad (12)$$

$$R_{conv.out} [h^\circ c/kcal] \text{외기대류열저항} = \frac{1}{h_o A} = \frac{1}{8.6kcal/m^2 h^\circ c \times 693m^2} = 0.000168$$

$$R_{cond} [h^\circ c/kcal] \text{전도열저항} = \frac{\Delta x}{\lambda A} = \frac{0.07m}{0.024kcal/m^2 h^\circ c \times 693m^2} = 0.004209$$

$$R_{conv.in} [h^\circ c/kcal] \text{내기대류열저항} = \frac{1}{h_i A} = \frac{1}{8.6kcal/m^2 h^\circ c \times 693m^2} = 0.000168$$

$$k [kcal/h^\circ c] \text{열관류율} = \frac{1}{\sum R \text{전체열저항} [h^\circ c/kcal]} = 220.054 \text{ kcal/h}^\circ C$$

$$Q (kcal/h) = \frac{\Delta t}{\sum R} = \Delta t \times \text{열관류율} k = 4,841 \text{ kcal/h}$$

$\lambda[kcal/mh^{\circ}c]$  : 방열벽의 열전도율

$t_1[^{\circ}C]$  : 외기온도

$t_2[^{\circ}C]$  : 고내온도

$A[m^2]$  : 방열벽 면적

#### 4-2) 유리창으로부터의 복사열전달

선실전체 외벽면적의 10%인  $77m^2$ 를 차지하는 창문의 경우에는 열전도율이  $0.671kcal/mh^{\circ}C$ 인 두께 15mm의 유리창을 사용할 경우 열관류율이  $44.72 kcal/m^2h^{\circ}C$ 로서 외부로부터 침입하는 열량  $q_g$ 는 유리면에 도달한 일사량 중 직접 통과하여 침입하는 복사열  $q_{gr}$ 과 복사열 중 유리에 흡수되어 유리의 온도를 높여 준 다음 다시 대류 및 복사에 의해 실내로 침입하는 열량으로서 따로 떼 내어 계산하기가 어려워 유리면의 내외 온도차에 의해 실내로 침입하는 열량인 전도열  $q_{gt}$ 와 함께 아래의 식(13)으로 계산하면  $87,345kcal/h$ 가 된다.

$$q_g = K_s \times A_g \times I + K_g \times A_g \times \Delta t [kcal/h] \quad (13)$$
$$= 0.5 \times 77m^2 \times 300kcal/m^2h + 44.72kcal/m^2h^{\circ}c \times 77m^2 \times 22^{\circ}c = 87,345kcal/h$$

- $K_s$  : 유리의 차폐계수 (0.5)
- $K_g$  : 유리의 열관류율( $44.72kcal/m^2h^{\circ}C$ )
- $A_g$  : 유리창의 면적( $77m^2$ )
- $\Delta t$  : 상당온도차( $22^{\circ}C$ )
- $I$  : 하계절 평균 일사량 ( $300 kcal/m^2h$ )

#### 4-3) 선실의 순환공기냉각에너지 산출

Fig. 3.14의 12.5m 높이의 선실에서 활하우스( $120m^3$ ), 선원실( $50m^3 \times 12$ ), 컨트롤희( $100m^3$ ), 식당 및 조리실( $200m^3$ ), 공조기실(AHU  $200m^3$ ), 메인스위치보드룸

(100m<sup>3</sup>)을 포함한 선실전체체적 1,320m<sup>3</sup>의 공기를 40℃에서 18℃까지 냉각하기 위하여 공조기로 시간 당 전체공기량의 6배인 7,920m<sup>3</sup>의 공기를 순환 공급하여 냉각하는데 필요한 열량을 식(14)에서 계산해 보면 53,750kcal의 열량이 필요하며 24시간 내에 목표온도로 냉각시키기 위해서는 시간당 필요열량은 2,240kcal/h이다.

$$\textcircled{1} \text{ 순환공기의무게}(G) = \frac{\text{순환공기량}(V)}{\text{공기의비체적}(v)} = \frac{7,920\text{m}^3}{0.778\text{m}^3/\text{kg}} = 10,180\text{kg}$$

② 18℃까지의 냉각 시 필요열량 :

$$\text{필요열량} = \text{순환공기의무게} \times \text{공기의비열} \times \text{온도차}$$

$$= 10,180\text{kg} \times 0.24\text{kcal}/\text{kg}^\circ\text{C} \times (40-18)^\circ\text{C} = 53,750\text{kcal} \quad (14)$$

- 공기의 비열(C) : 0.24kcal/kg℃

- 공기의 비체적(v) : 0.778m<sup>3</sup>/kg

#### 4-4) 외기공급의 취득열량(Infiltration)

공기청정을 위해 외기로부터 3,960m<sup>3</sup>/h의 절대습도 65%인 온도 40℃의 유입 공기를 18℃로 냉각시켜 절대습도 50%의 실내공기로 만드는데 필요한 열량을 습도차트 Fig. 3.13을 참고하여 아래의 식(15)으로 계산해 보면 107,705kcal의 열량이 필요하며 24시간 내에 목표온도로 냉각시키기 위해서는 시간당 필요열량은 4,488kcal/h이다.

$$Q_{\text{kcal}} = Q_{is} + Q_{il} = 107,705\text{kcal} \quad (15)$$

$$Q_{is}\text{kcal} = 0.24G_i(t_o - t_r) = 0.24 \times 5,090 \times 22 = 26,875\text{kcal}$$

$$Q_{il}\text{kcal} = 597G_i(x_o - x_r) = 597 \times 5,090 \times (0.032-0.0054) = 80,830\text{kcal}$$

-  $Q_{is}$  : 극간풍 현열 취득량

-  $Q_{il}$  : 극간풍 잠열 취득량

- $t_o$  : 외기온도(°C)
- $t_r$  : 실내온도(°C)
- $x_o$  : 외기 절대습도(kg/kg): 0.032
- $x_r$  : 실내 절대습도(kg/kg): 0.0054

$$\text{순환공기의 무게}(G_i) = \frac{\text{틈새공기량}(V)}{\text{공기의비체적}(v)} = \frac{3,960\text{m}^3}{0.778\text{m}^3/\text{kg}} = 5,090\text{kg}$$

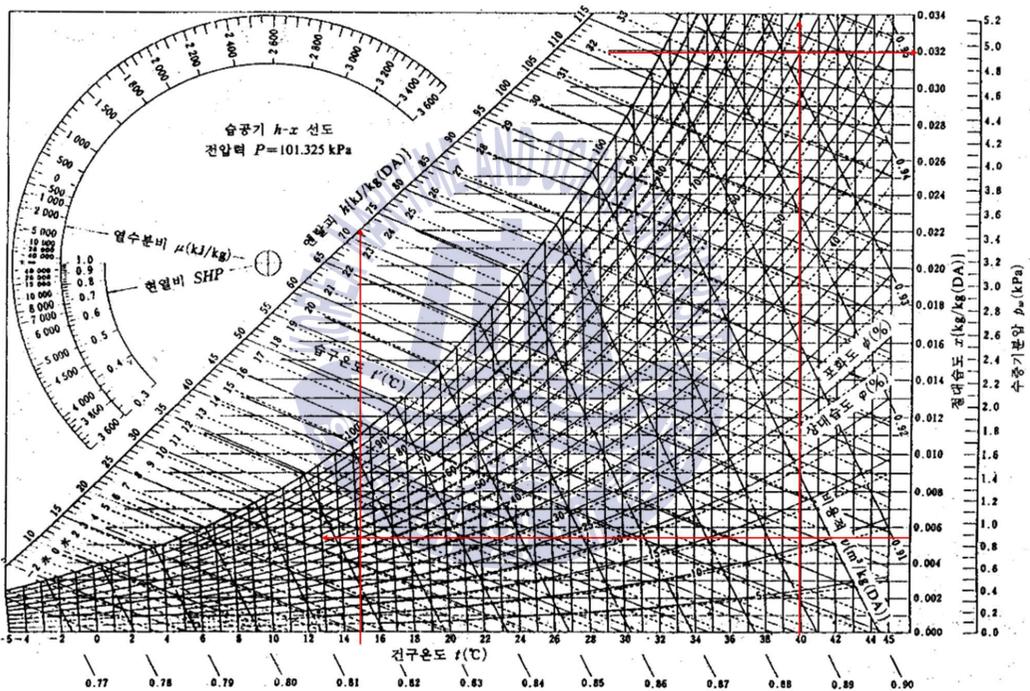


Fig. 3.16 Psychrometric chart

#### 4-5) 인체부하

선실 내 선원들을 포함한 내 외부 평균 40명의 인원이 상주한다고 가정하면 4,520 kcal/h로 계산된다.

- 현열부하 = 40인 x 50kcal/h인 = 2,000kcal/h
- 잠열부하 = 40인 x 63kcal/h인 = 2,520kcal/h

#### 4-6) 조명부하

조명의 경우  $m^2$ 당 20W의 형광등이 설치된다면 1kcal/Wh의 열이 발생한다. 따라서 아래와 같이 계산하면 10,560kcal/h가 된다.

$$- 20W/m^2 \times (15m \times 8m \times 4\text{층} + 6m \times 8m) \times 1kcal/Wh = 10,560kcal/h$$

형광등 발열량(현열) : 1kcal/Wh

#### 4-7) 선실 총 필요 냉각에너지(113,994 kcal/h)

선실 내 필요한 총 냉각에너지는 외벽침투 열 부하(4,841kcal/h), 창문부하(87,345kcal/h), 순환공기부하(2,240kcal/h), 틈새공기부하(4,488kcal/h), 인체부하(4,520kcal/h), 조명부하(10,560kcal/h)의 합으로 113,994kcal/h가 되며 37.7US냉동톤이다.

#### 4-6) 선실 냉방시스템 필요전력

##### 가. 압축기 모터출력

범양냉방(주) 자료에 따르면 압축기 호칭출력이 1HP당 대략 2,500kcal/h로 계산하며 설계에 따라 다소 달라질 수가 있다.

따라서 113,994kcal/h(37.7USRT)에 해당되는 압축기모터의 출력은 아래의 식(16)에서 34kW이다.

$$1HP=0.75kW=2,500kcal/h$$

$$\frac{113,994kcal/h}{2,500kcal/h} = 45.598HP = 34kW \quad (16)$$

나. AHU의 팬 모터의 출력을 아래의 식(17)으로 계산하면 13kW이다.

$$HP = \frac{Q \times \Delta Pt}{4,500 \times \eta} \times \alpha = \frac{198m^3/min \times 230mmAq}{4,500 \times 0.7} \times 1.2 = 17.3HP = 13kW \quad (17)$$

Q : 분당 순환공기량( $m^3/min$ )

$\Delta Pt$  : 토출압력

$\eta$  : 송풍기효율

$\alpha$  : 여유율

다. 응축기 냉각수 펌프용량계산

필요냉각수량을 아래의 식(18)으로 계산하면 593.72l/min이며 펌프의 용량을 아래의 식(19)으로 계산하면 4.5kW이다.

$$G_c(\text{USRT당 필요수량}) = \frac{3,024\text{kcal/h} \times 1.25}{60\text{min} \times (t_2 - t_1)} [l/\text{min}] = \frac{3,780}{60 \times (40 - 36)} = 15.75\text{l/min}$$
$$= 37.77(\text{USRT}) \times 15.75\text{l/min} = 593.72\text{l/min} \quad (18)$$

$$L_{kW}(\text{소요동력}) = \frac{Qm^3/\text{min}(\text{유량}) \times Hm(\text{양정}) \times \gamma kg_f/m^3(\text{물의 비중량})}{102kgfm/\text{sec}(kW\text{당}) \times 60\text{min} \times \text{펌프효율}} \times \text{여유율}$$
$$= \frac{0.594 \times 30 \times 1,000}{102 \times 60 \times 0.78} \times 1.2 = 4.5\text{kW} \quad (19)$$

따라서 위의 계산으로 냉동기 압축기, AHU 팬 모터 그리고 응축기 냉각수 펌프의 모터 출력은 34kW+13kW+4.5kW=52kW이다.

## 5) 추진설비

주요 추진설비로서 600kW급 리트랙트블 스러스트가 선수에 1대, 선미에 2대 총 3대가 설치되어 항해와 국내외 어촌 등 연안에 쉽게 정박과 접안이 가능하도록 동적위치제어시스템을 적용하였다.

## 6) 총 필요 동력 및 연료소모량

6-1) 총 필요 냉동에너지 : 693,837kcal/h, 229.44USRT, 840kW

**Table 3.10** Required refrigeration energy

Division	Freezing calory	USRT	kW
Fish refrigerator	494,688kcal/h	163.59USRT	705kW
Meat refrigerator	71,398kcal/h	23.61USRT	66kW
Vegetable refrigerator	13,758kcal/h	4.55USRT	17kW
Air conditioner	113,994kcal/h	37.7USRT	52kW
Total	693,837kcal/h	229.44USRT	840kW

6-2) 총 소요동력 (접안 기준) : 2,040 kW

**Table 3.11** Required electric power

Division	in DP mode	in alongside
DPS	1,260kW	0kW
Aux. machinery	1,000kW	1,000kW
Lighting, control system & etc	200kW	200kW
Refrigeration system	840kW	840kW
Total	3,300kW	2,040kW

6-3) 총 연료소모량 (접안 기준) : 12,095 리터/일, 15,724천 원/일

발전기 평균연료소모량은 저위발열량 Light oil(비중0.85)기준 210g/kWh로 계산하면

$$2,040\text{kW} \times 210\text{g/kWh} = 428.37\text{kg/h} = 10,280.91\text{kg/day} = 12,095.19 \text{ } \ell/\text{day}$$

$$1,300\text{원/리터} \times 12,095\text{리터/일} = 15,723,743\text{원/일} = 471,712\text{천 원/월}$$

### 3.3 LNG 냉열이용 부유식 냉동시스템

#### 3.3.1 LNG 열교환기의 가용 냉열

##### 1) LNG의 입출구 조건

###### 1-1) LNG 입출구 압력

LNG의 입구압력은 8.85bar로 설정하였으며 열교환을 거쳐 상변화가 되어 나오는 NG의 출구압력은 0.3bar로 설정하였다.

###### 1-2) LNG 입출구 온도

LNG의 입구온도는  $-150^{\circ}\text{C}$ 를 기준으로  $\pm 10^{\circ}\text{C}$ 의 Range, 출구온도는  $-60^{\circ}\text{C}$ 를 기준으로  $\pm 10^{\circ}\text{C}$ 의 Range로 결과를 산출하였다.

##### 2) LNG 열교환기의 계산결과

###### 2-1) 조건별 Enthalpy 변화량

Fig. 3.17~3.21과 같이 LNG의 입 출구온도차이가 커질수록 엔탈피 변화량의 값은 선형적으로 비례한다는 것을 볼 수 있으며 데이터 합은 Fig. 3.22다.

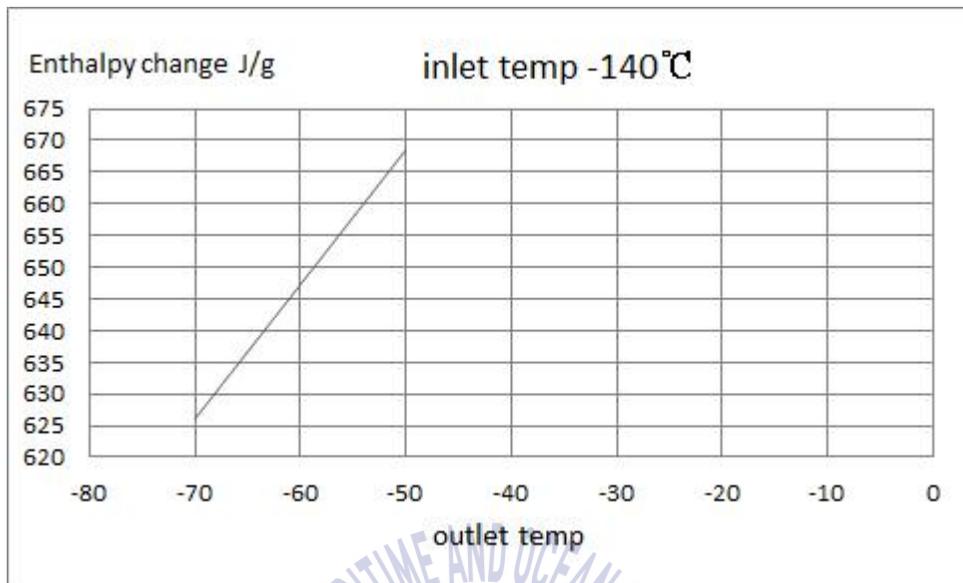


Fig 3.17 Enthalpy change graph for various outlet temp. at inlet temp of -140°C

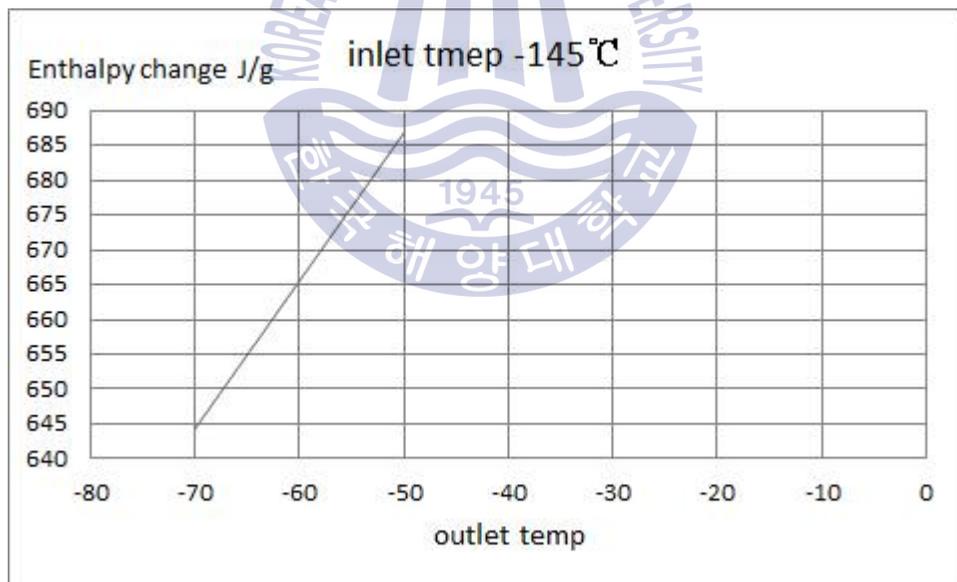


Fig 3.18 Enthalpy change graph for various outlet temp. at inlet temp of -145°C

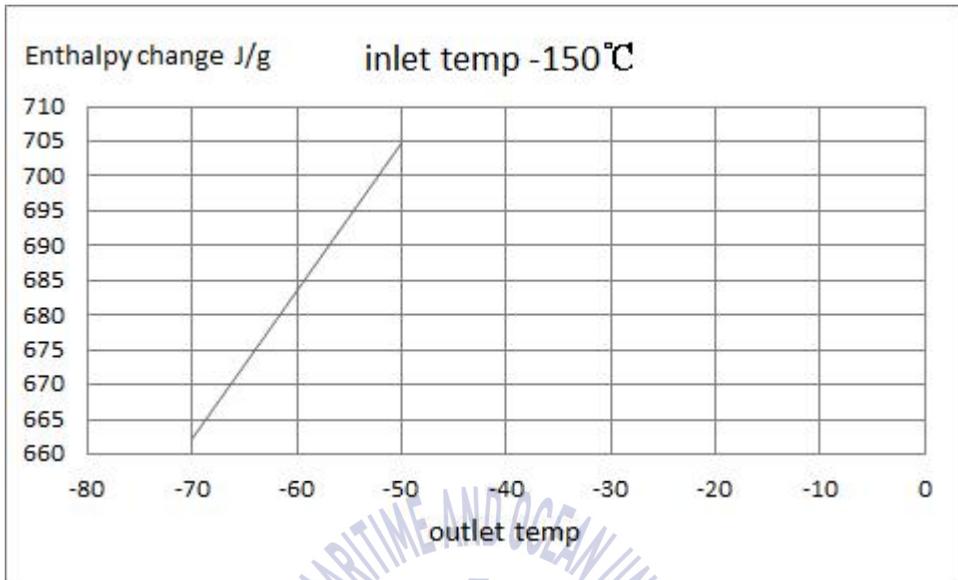


Fig 3.19 Enthalpy change graph for various outlet temp. at inlet temp of -150°C

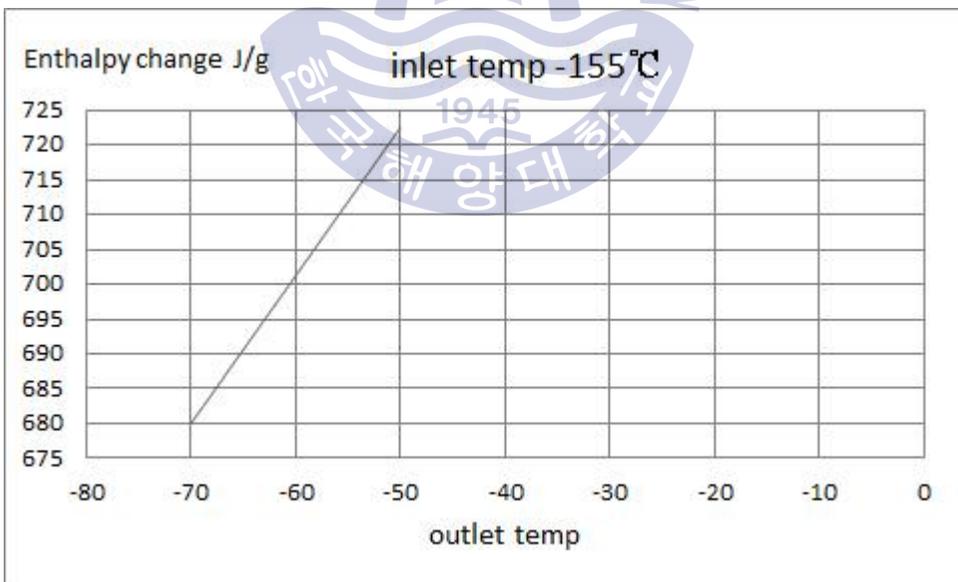


Fig 3.20 Enthalpy change graph for various outlet temp. at inlet temp of -155°C

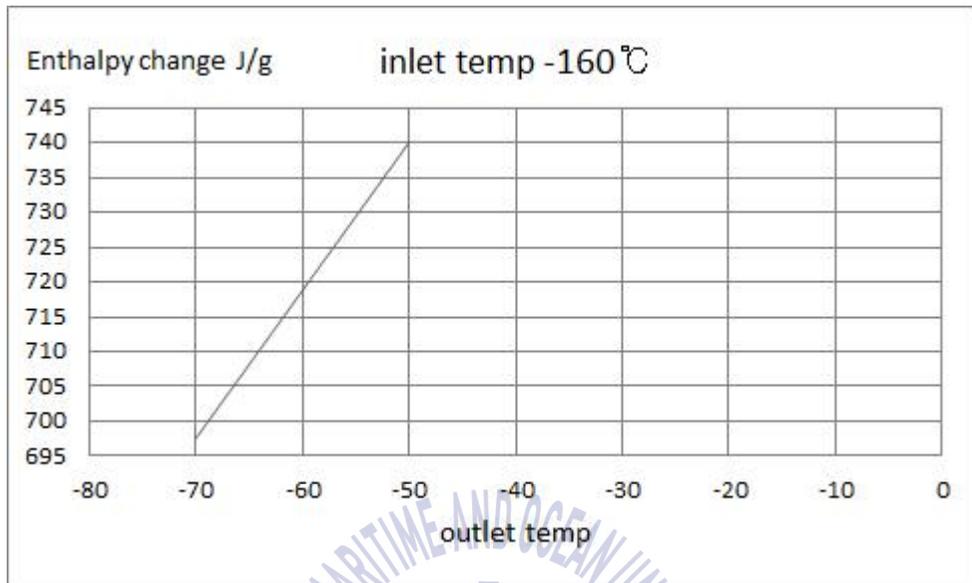


Fig 3.21 Enthalpy change graph for various outlet temp. at inlet temp of -160°C

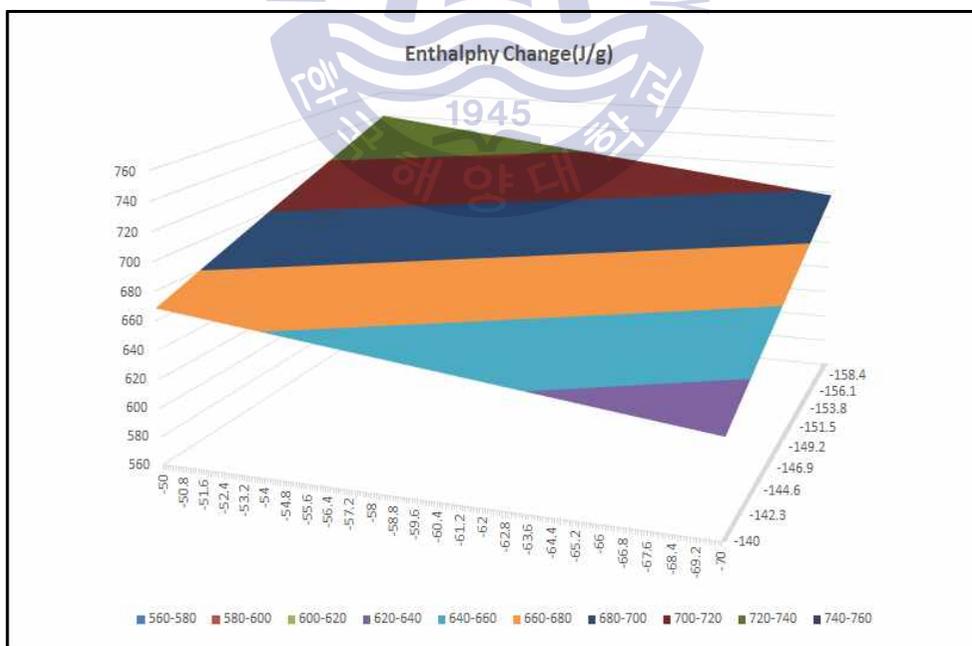


Fig 3.22 Enthalpy change 3D graph between in and outlet temp.

## 2-2) 이용 가능한 냉열에너지 산정

엔탈피 변화량의 값이 커진다는 것은 사용가능한 냉열에너지가 많아진다는 것이다.  
따라서 가용냉열에너지=유량×엔탈피변화량

위의 식을 이용하여 이용 가능한 냉열에너지를 산정하면 아래식과 같으며 단위표기는 냉동톤 (RT)로 표기하며 단위변환은 0.000284343451는 단위환산계수이다.

$$\text{냉동톤} = 0.000284343451 \times \text{가용냉열에너지}$$

계산 결과는 Fig. 3.23~3.27의 그래프와 같다. 최저 RT의 값은 입구온도  $-140^{\circ}\text{C}$ , 출구온도  $-70^{\circ}\text{C}$ 일 때 23.1RT이며, 최고 RT값은 입구온도  $-160^{\circ}\text{C}$ , 출구온도  $-50^{\circ}\text{C}$ 일 때 27.3RT로 최저 RT값과 4.2RT가량 차이가 났다. 따라서 위의 결과는 LNG가 열 교환되는 온도에 따라 상변화와 함께 비열이 달라진다는 것을 의미한다.

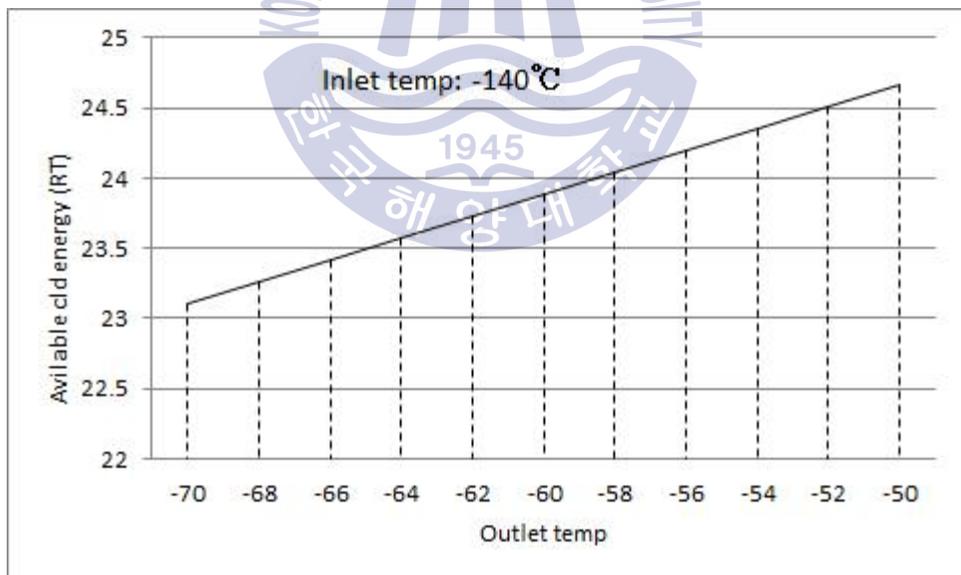


Fig 3.23 RT change graph on outlet temp. from  $-140^{\circ}\text{C}$

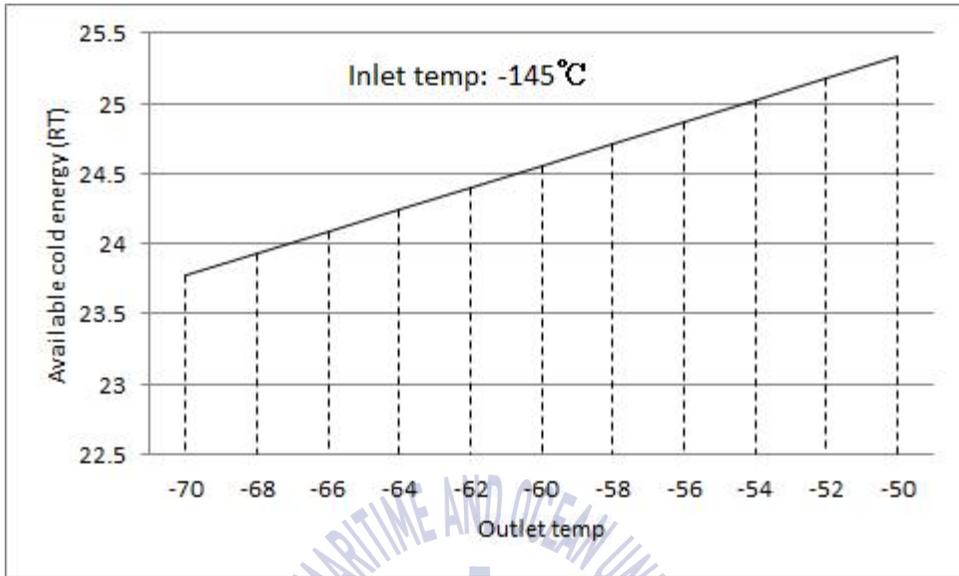


Fig 3.24 RT change graph on outlet temp. from  $-145^{\circ}\text{C}$

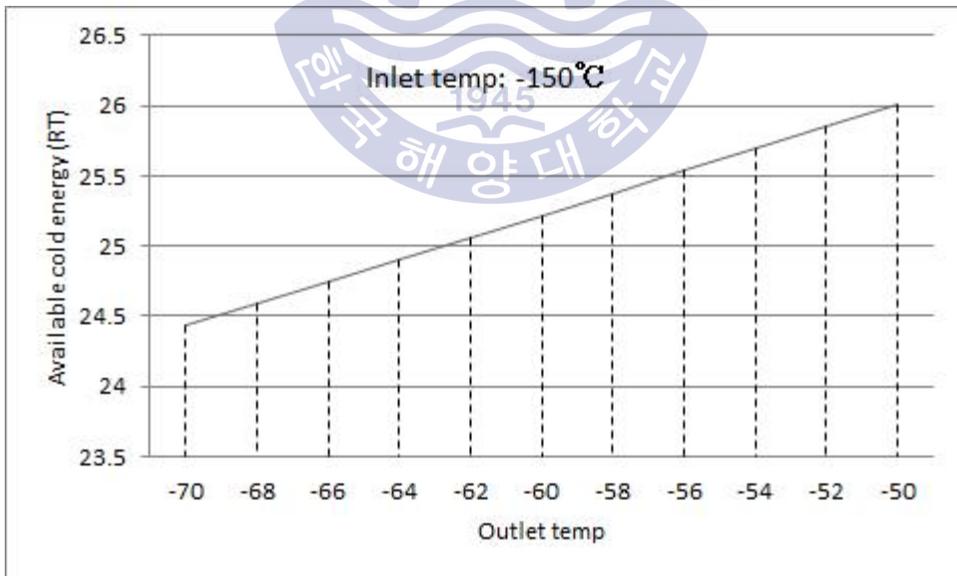


Fig 3.25 RT change graph on outlet temp. from  $-150^{\circ}\text{C}$

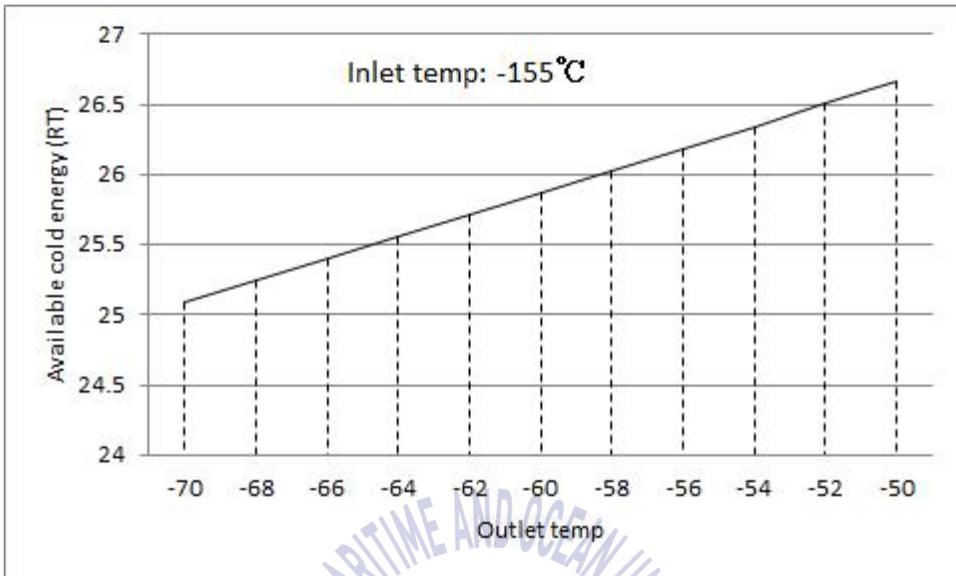
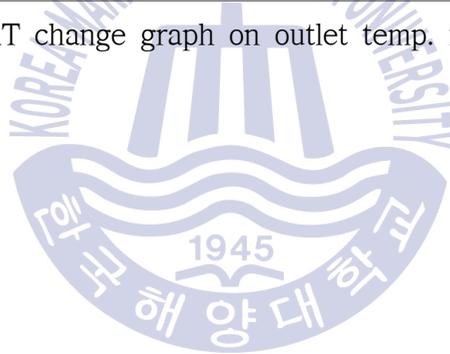


Fig 3.26 RT change graph on outlet temp. from -155°C



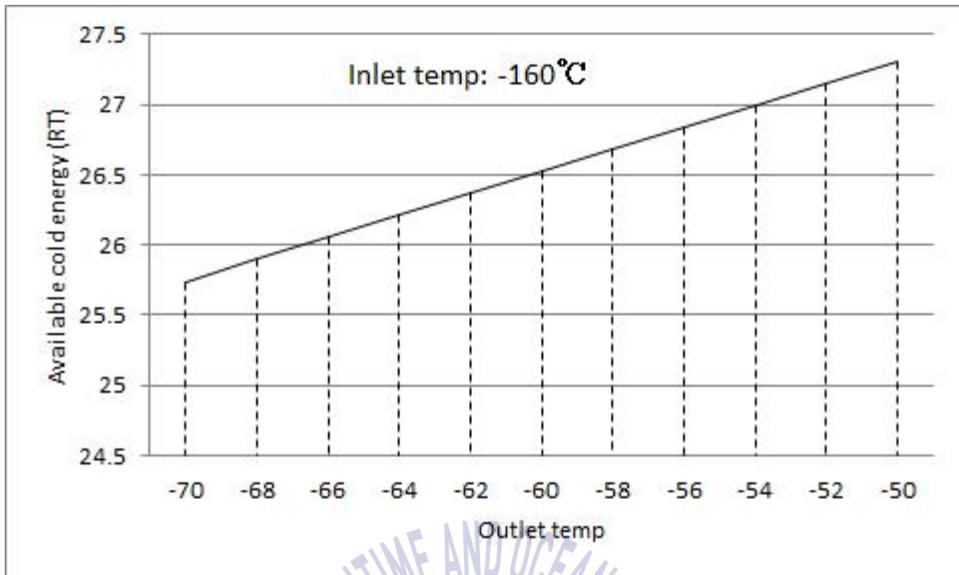


Fig 3.27 RT change graph on outlet temp. from -160°C

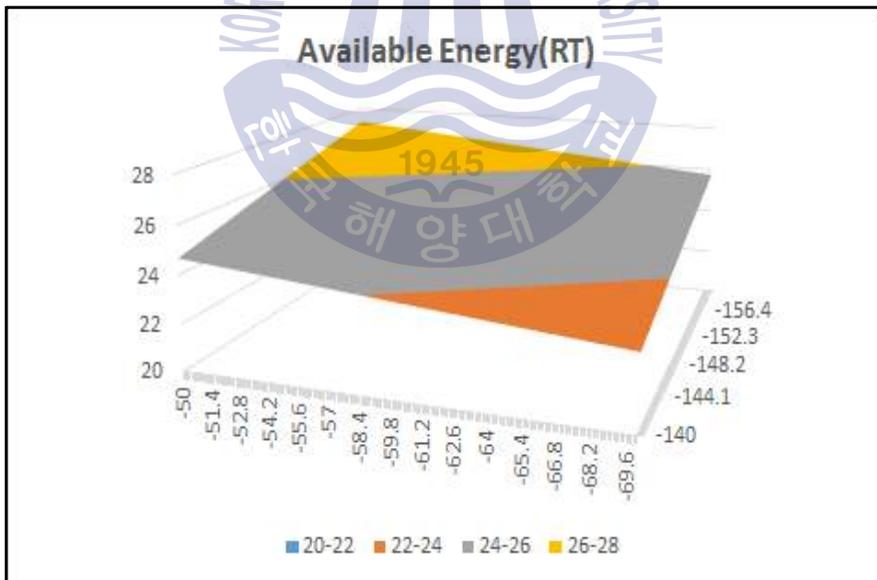


Fig 3.28 RT change 3D graph between in and outlet temp.

최저 RT의 값은 입구온도 -140°C, 출구온도 -70°C일 때 23.1RT이며, 최고 RT값은 입구온도 -160°C, 출구온도 -50°C일 때 27.3RT로 최저 RT값과 4.2RT가량 차이가 났다.

### 3.3.2 기본모델 설계 개요

기존 압축식냉동방식의 경우 냉동시스템의 압축기를 구동하기 위해 필요한 전력을 생산하는 발전기의 연료소모가 상당히 많지만 LNG냉열을 이용한 시스템은 냉각을 위한 압축동력이 필요가 없으며 LNG의 냉열을 운반하기 위한 펌프의 동력만이 필요하다.

냉열이 이용되고 난 후의 LNG는 상온까지 기화되어 가스구동엔진의 연료로 사용되어 생산된 전기는 육상그리드로 수출할 수가 있다.

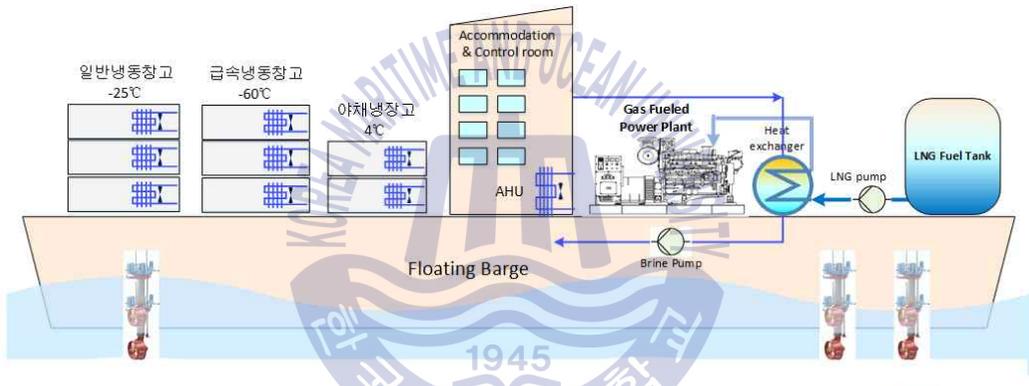


Fig. 3.29 LNG fueled floating type warehouse

따라서 Fig. 3.29에서처럼 발전시스템이 장착된 연료용 LNG의 냉열이용 냉동창고 시스템은 인도네시아 등 동남아의 섬나라 어촌 등 연안의 어류 급속냉동창고와 육류물류창고를 대신할 수 있다.

LNG냉열을 이용한 부유식 냉동창고의 기본모델이 Fig. 3.30과 같으며 앞에서 검토된 기계식시스템과 동일하게 적용된  $-60^{\circ}\text{C}$  급속냉동실 5개,  $-25^{\circ}\text{C}$  일반냉동보관실 3개,  $4^{\circ}\text{C}$  야채과일냉장고 2개의 시스템으로 구성하였다.

그리고 외기온도  $40^{\circ}\text{C}$  에서 실내온도  $18^{\circ}\text{C}$  를 유지할 수 있는 월 하우스 1실, 선원실 12실, 컨트롤룸 1실, 식당 및 주방 1실, 메인스위치보드룸 1실, 공기조류 1실 등이 포함된 선실전체 공간  $1,320\text{m}^3$  에 냉방시스템을 준비하였다.

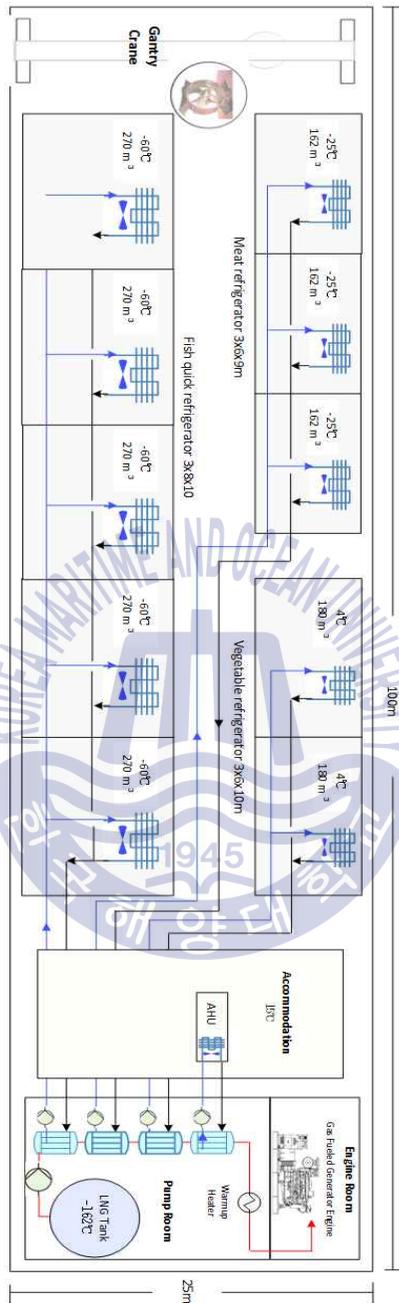


Fig. 3.30 Arrangement of refrigerator using LNG cold energy

가장 적절한 시스템설계를 위해 아래의 4가지 모델의 시스템을 히트밸런스 계산으로 최적의 시스템을 찾아보기로 한다.



## 1) 필요 LNG

### 1-1) 소요 LNG량

모델1의 Fig. 3.31에서처럼 1대의 대형열교환기에서  $-130^{\circ}\text{C}$ 로 냉각된 2차 냉매를 냉동, 냉장, 냉방까지 전체시스템을 직렬로 순환시켜 냉각을 하는 시스템으로 열교환기에 들어가는 LNG의 압력이 8.85bar, 온도가  $-150^{\circ}\text{C}$ 에서 출구압력 0.8bar 온도가  $5^{\circ}\text{C}$ 의 NG로 되면 Fig. 3.32의 그래프에서 엔탈피변화량은  $823.329\text{Joule/g}$ 으로 Joule당  $0.2388459\text{cal/J}$ 이다. 따라서 냉동, 냉장 및 선실냉방에 필요한 총  $693,837\text{ kcal/h}$ 의 냉열을 위해 필요한 LNG를 식(20)로 계산하면  $3,528\text{ kg/h}$ 이다.

$$\begin{aligned} \text{필요 LNG량}(kg/h) &= \frac{\text{냉동참고 총냉열량}(kcal/h)}{\text{엔탈피변화량}(J/g) \times \text{Joule 당 kcal}} \\ &= \frac{693,837 kcal/h}{823.329(J/g) \times 0.2388459(cal/J)} = 3,528.31 kg/h = 136.76 l/min \end{aligned} \quad (20)$$

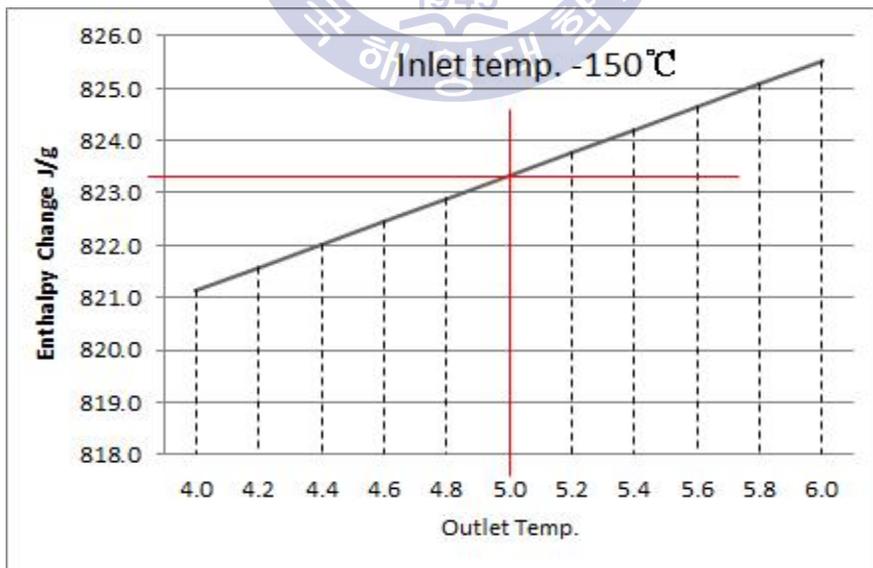


Fig 3.32 Enthalpy change from inlet  $-150^{\circ}\text{C}$  to outlet  $5.0^{\circ}\text{C}$

## 1-2) LNG 펌프 동력

137l/min의 LNG를 8.85bar로 공급하는 펌프의 용량을 식(21)로 계산하면 3.06kW가 된다.

$$L_{kW}(\text{소요동력}) = \frac{Qm^3/\text{min}(\text{유량}) \times Hm(\text{물양정}) \times \gamma kg_f/m^3(\text{물비중량})}{102kgf m/sec(kW\text{당}) \times 60\text{min} \times \text{펌프효율}} \times \text{여유율}$$

$$= \frac{0.137 \times 88.5 \times 1000}{102 \times 60 \times 0.78} \times 1.2 \approx 3.06 kW \quad (21)$$

## 2) 총 필요 브라인

### 2-1) 브라인 순환량

전체 냉동시스템에 필요한 냉열 693,837kcal/h을 제공하기 위해 열교환기출구 -130℃의 에틸알코올브라인이 시스템을 순환한 후 10℃로 열교환기에 되돌아 오도록 하기위한 브라인 량을 아래의 식(22)으로 계산하면 209.4l/min이다.

$$Qm^3/h = \frac{\text{필요열량} kcal/h}{\text{밀도} kg/m^3 \times \text{비열} c kcal/kg^{\circ}c \times \Delta t^{\circ}c}$$

$$= \frac{693,837 kcal/h}{789 kg/m^3 \times 0.5 kcal/kg^{\circ}c \times 140^{\circ}c} \approx 12.56 m^3/h \approx 209.4 l/min \quad (22)$$

-  $C_2H_5OH$  비열C: 0.5kcal/kg℃

-  $C_2H_5OH$  비중g: 0.789

-  $C_2H_5OH$  밀도: 789kg/m<sup>3</sup>

### 2-2) 브라인펌프 동력

209.4l/min의 브라인을 3bar로 공급하는 펌프의 용량을 아래의 식(23)으로 계산하면 1.58kW가 된다.

$$L_{kW}(\text{소요동력}) = \frac{Qm^3/\text{min}(\text{유량}) \times Hm(\text{물기준양정}) \times \gamma kg_f/m^3(\text{물의비중량})}{102kgf/m/\text{sec}(kW\text{당}) \times 60\text{min} \times \text{펌프효율}} \times \text{여유율}$$

$$= \frac{0.21 \times 30 \times 1000}{102 \times 60 \times 0.78} \times 1.2 \approx 1.58 kW \quad (23)$$

### 3) 급속 냉동실

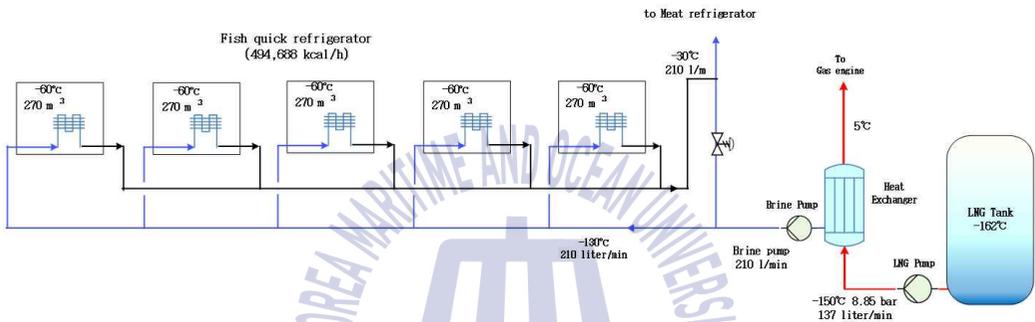


Fig. 3.33 Fish refrigeration system using cold LNG model 1

#### 3-1) 브라인 열낙차

어류급속냉동시스템의 경우 Fig. 3.33시스템의 열교환기로 부터  $-130^{\circ}\text{C}$ 의 에틸알코올브라인 순환량이  $210\text{l}/\text{min}$ 이면 열낙차를 아래의 식(24)으로 계산하면  $100^{\circ}\text{C}$ 가 되어 출구온도가  $-30^{\circ}\text{C}$ 이다.

$$\Delta t^{\circ}\text{C} = \frac{\text{필요열량} kcal/h}{\text{밀도} kg/m^3 \times \text{비열} c kcal/kg^{\circ}\text{C} \times Qm^3/h}$$

$$= \frac{494,688 kcal/h}{789 kg/m^3 \times 0.5 kcal/kg^{\circ}\text{C} \times 12.6 m^3/h} \approx 100^{\circ}\text{C} \quad (24)$$

- $C_2H_5OH$  비열C:  $0.5 kcal/kg^{\circ}\text{C}$
- $C_2H_5OH$  비중g:  $0.789$
- $C_2H_5OH$  밀도:  $789 kg/m^3$

#### 4) 일반 냉동실

##### 4-1) 브라인 열낙차

육류냉동시스템의 경우 Fig. 3.34시스템의 열교환기로 부터  $-30^{\circ}\text{C}$ 의 에틸알코올브라인 순환량이  $210\text{l}/\text{min}$ 이면 열낙차를 아래의 식(25)으로 계산하면  $14.43^{\circ}\text{C}$ 가 되어 출구온도가  $-15.5^{\circ}\text{C}$ 이다.

$$\Delta t^{\circ}\text{C} = \frac{\text{필요열량 kcal/h}}{\text{밀도 kg/m}^3 \times \text{비열 c kcal/kg}^{\circ}\text{C} \times Q \text{m}^3/\text{h}}$$

$$= \frac{71,398.08 \text{ kcal/h}}{789 \text{ kg/m}^3 \times 0.5 \text{ kcal/kg}^{\circ}\text{C} \times 12.6 \text{ m}^3/\text{h}} = 14.43^{\circ}\text{C} \quad (25)$$

- $\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$  비열C:  $0.5 \text{ kcal/kg}^{\circ}\text{C}$
- $\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$  비중g:  $0.789$
- $\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$  밀도:  $789 \text{ kg/m}^3$

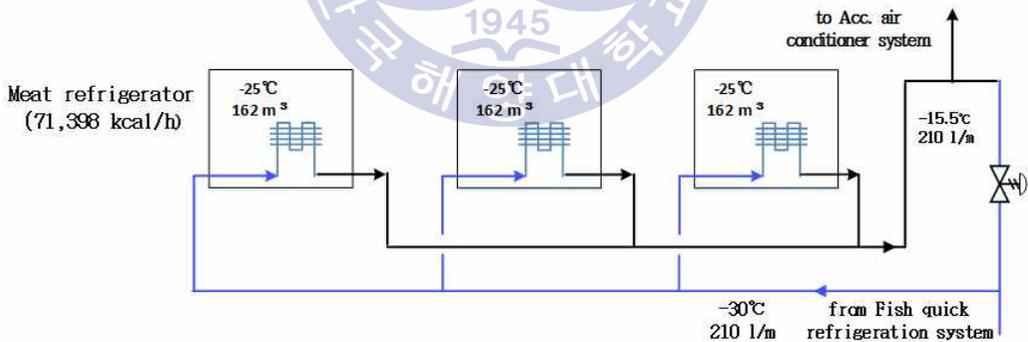


Fig. 3.34 Refrigeration system using LNG cold energy model 1

#### 5) 야채과일 냉장창고시스템

##### 5-1) 브라인 공급량

야채냉장시스템의 경우 Fig. 3.35시스템의 열교환기로 부터  $-15.5^{\circ}\text{C}$ 의 에틸알

코올브라인 순환량이 210l/min이면 열낙차를 아래의 식(26)으로 계산하면 2.8℃로 되어 출구온도가 -12.7℃이다.

$$\Delta t^{\circ}c = \frac{\text{필요열량}kcal/h}{\text{밀도}kg/m^3 \times \text{비열}c \text{ kcal/kg}^{\circ}c \times Qm^3/h}$$

$$= \frac{13,836.26 \text{ kcal/h}}{789kg/m^3 \times 0.5kcal/kg^{\circ}c \times 12.6m^3/h} \approx 2.78^{\circ}c \quad (26)$$

- $C_2H_5OH$  비열C: 0.5kcal/kg℃
- $C_2H_5OH$  비중g: 0.789
- $C_2H_5OH$  밀도: 789kg/m<sup>3</sup>

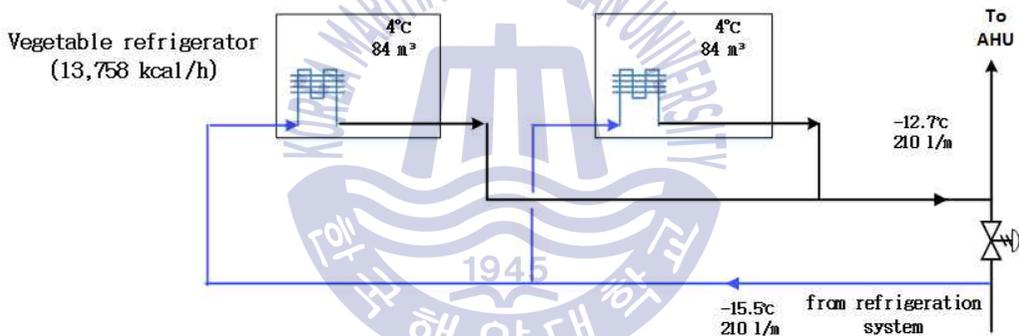


Fig. 3.35 Vegetable refrigerator using LNG cold energy model 1

## 6) 선실 냉방시스템

### 6-1) 브라인 공급량

선실냉방시스템의 경우 Fig. 3.36시스템의 열교환기로 부터 -12.7℃의 에틸알 코올브라인 순환량이 210l/min이면 열낙차를 아래의 식(27)으로 계산하면 23℃가 되어 출구온도는 10.3℃이다.

$$\Delta t^{\circ}c = \frac{\text{필요열량}kcal/h}{\text{밀도}kg/m^3 \times \text{비열}c \text{ kcal/kg}^{\circ}c \times Qm^3/h}$$

$$= \frac{113,994 \text{ kcal/h}}{789 \text{ kg/m}^3 \times 0.5 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C} \times 12.6 \text{ m}^3/\text{h}} \approx 23^\circ\text{C} \quad (27)$$

- $C_2H_5OH$  비열C:  $0.5 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$
- $C_2H_5OH$  비중g: 0.789
- $C_2H_5OH$  밀도:  $789 \text{ kg/m}^3$

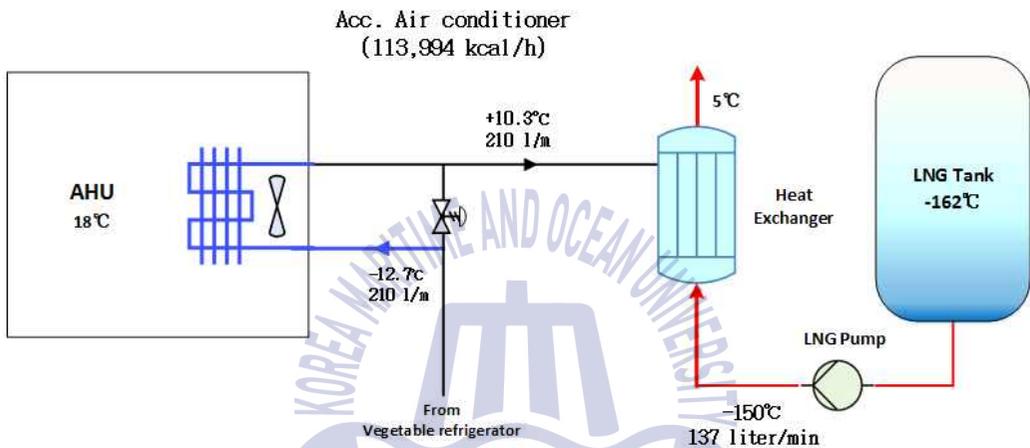


Fig. 3.36 Air conditioning system using LNG cold energy model 1

모델1은 대형 열교환기를 1대만 사용하므로 시스템의 배관이 간단하고 초저온의 LNG가 초기 급속냉동실을 거쳐 마지막 단계인 선실냉방시스템을 통해 온도가 NG인 상온까지 올라가 발전플랜트 엔진의 연료로 공급됨으로써 이론적으로 열손실 없이 가용 LNG 냉열을 충분히 2차 냉매에 전달이 가능하여 다른 시스템보다도 효율이 높다.

하지만 하나의 열교환기에서  $-150^\circ\text{C}$ 의 LNG가 마지막  $5^\circ\text{C}$ 까지 되면서 열 낙차가 무려  $155^\circ\text{C}$ 에 달해 현실적으로 이러한 열교환기를 제작하기가 용이하지 않다.

### 3.3.4 적용시스템 모델 2

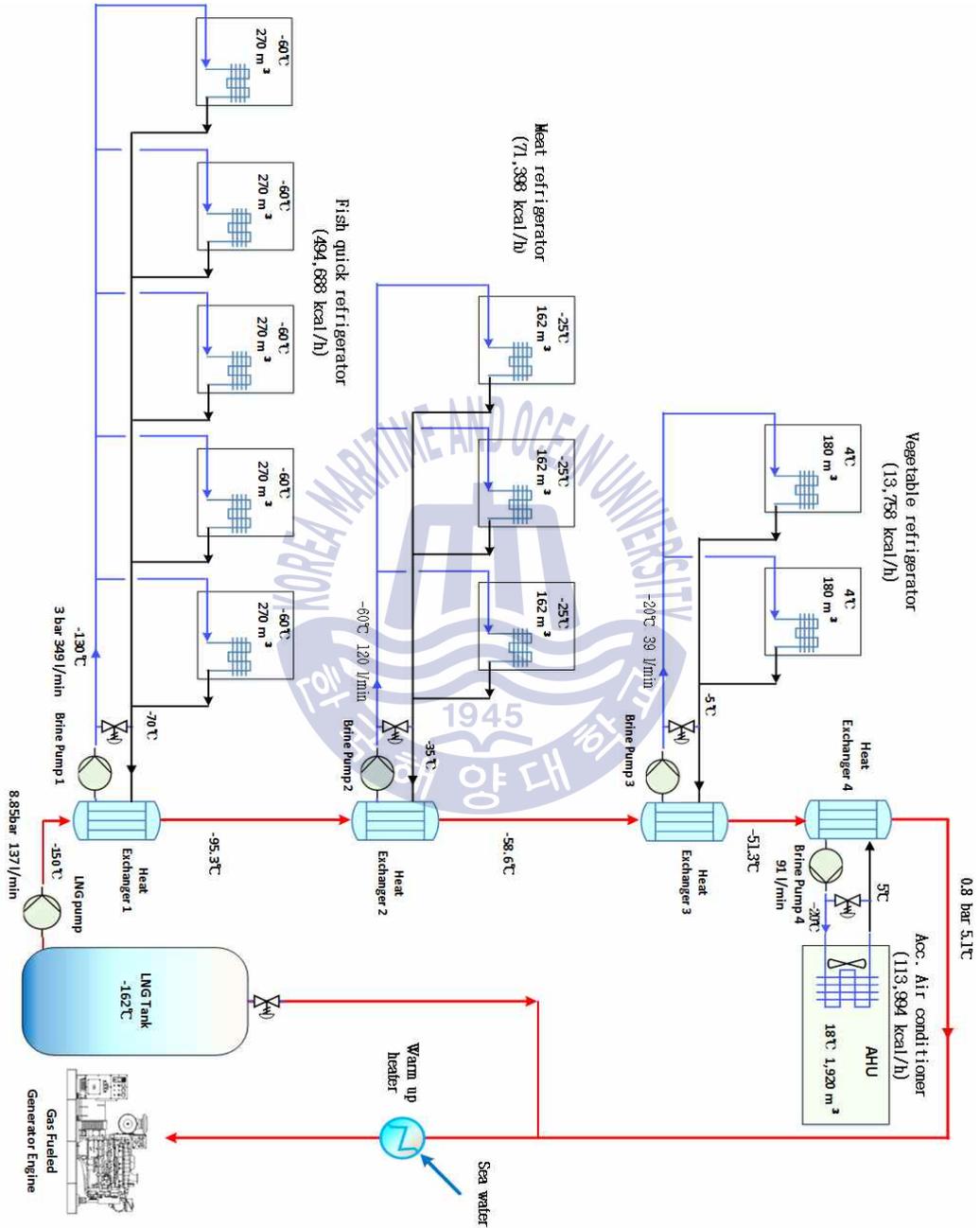


Fig. 3.37 Refrigeration system using LNG cold energy model 2

## 1) 필요 LNG

### 1-1) 소요 LNG량

Fig. 3.37의 모델 2에서는 각 창고용 열교환기를 별도로 4대 사용함으로써 각 열교환기의 열 낙차를 줄일 수 있는 시스템으로서 히트밸런스를 계산하면 아래와 같다.

열교환기1에 들어가는 압력 8.85bar, 온도  $-150^{\circ}\text{C}$  인 LNG가 열교환기2, 3, 4를 거쳐 열교환기4의 출구압력 0.8bar, 온도가  $5^{\circ}\text{C}$  의 NG로 되면 Fig. 3.32의 그래프에서 엔탈피변화량은  $823.329\text{Joule/g}$ 으로 Joule당  $0.2388459\text{cal/J}$ 이다. 따라서 냉동냉장창고 및 선실냉방 총  $693,837\text{kcal/h}$ 의 냉열을 위해 필요한 LNG를 식 (28)로 계산하면  $3,528\text{kg/h}$ 이다.

$$\begin{aligned} \text{필요 LNG량 (kg/h)} &= \frac{\text{냉동창고 총 냉열량 (kcal/h)}}{\text{엔탈피변화량 (J/g)} \times \text{Joule 당 kcal}} \\ &= \frac{693,837 \text{ kcal/h}}{823.329 \text{ (J/g)} \times 0.2388459 \text{ (cal/J)}} = 3,528.31 \text{ kg/h} = 136.76 \text{ l/min} \end{aligned} \quad (28)$$

### 1-2) LNG 펌프 동력

137 liter/min의 LNG를 8.85bar로 공급하는 펌프의 용량을 아래의 식(29)으로 계산하면 2.5kW가 된다.

$$\begin{aligned} L_{kW}(\text{소요동력}) &= \frac{Qm^3/\text{min}(\text{유량}) \times Hm(\text{물양정}) \times \gamma kg_f/m^3(\text{물 비중량})}{102kgfm/\text{sec}(kW\text{당}) \times 60\text{min} \times \text{펌프효율}} \times \text{여유율} \\ &= \frac{0.137 \times 88.5 \times 1000}{102 \times 60 \times 0.78} \times 1.2 \approx 2.5 \text{ kW} \end{aligned} \quad (29)$$

## 2) 급속 어류냉동실

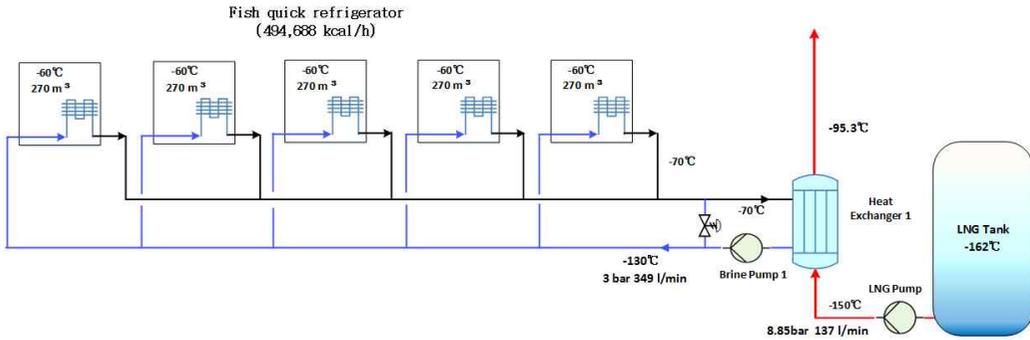


Fig. 3.38 Fish refrigeration system using cold LNG model 2

### 2-1) 브라인 순환량

열교환기 1에서 입구온도  $-130^{\circ}\text{C}$ 의 에틸알코올브라인이 출구온도  $-70^{\circ}\text{C}$ 로 나올 경우 히트밸런스에 의한 브라인의 순환량을 아래의 식(30)으로 계산하면 348.3 liter/min이다.

$$Qm^3/h = \frac{\text{필요열량} kcal/h}{\text{밀도} kg/m^3 \times \text{비열} c kcal/kg^{\circ}c \times \Delta t^{\circ}c}$$

$$= \frac{494,688 kcal/h}{789 kg/m^3 \times 0.5 kcal/kg^{\circ}c \times 60^{\circ}c} \approx 20.9 m^3/h = 348.3 l/min \quad (30)$$

- $C_2H_5OH$  비열C:  $0.5 kcal/kg^{\circ}C$
- $C_2H_5OH$  비중g: 0.789
- $C_2H_5OH$  밀도:  $789 kg/m^3$

### 2-2) 브라인펌프 동력

3bar로 349l/min의 브라인을 공급하는 펌프용량을 아래의 식(31)으로 계산하면 2.63kW가 된다.

$$L_{kW}(\text{소요동력}) = \frac{Qm^3/\text{min}(\text{유량}) \times Hm(\text{물기준양정}) \times \gamma kg_f/m^3(\text{물의 비중량})}{102kgf/m/\text{sec}(kW\text{당}) \times 60\text{min} \times \text{펌프효율}} \times \text{여유율}$$

$$= \frac{0.348 \times 30 \times 1000}{102 \times 60 \times 0.78} \times 1.2 \approx 2.63 kW \quad (31)$$

### 2-3) LNG 열낙차

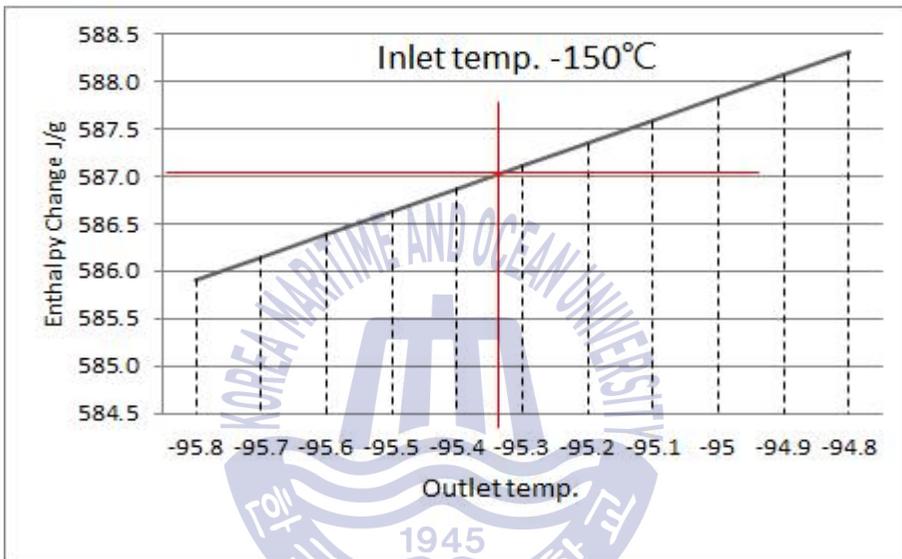


Fig. 3.39 Enthalpy change on inlet temp.  $-150^{\circ}\text{C}$  to outlet  $-95.3^{\circ}\text{C}$

3,528kg/h의  $-150^{\circ}\text{C}$  LNG를 열교환기1에 공급하여 급속냉동창고의 총 필요 냉열에너지 494,688kcal/h를 전달하고 배출되는 LNG의 온도를 구하기 위해 아래 식(32)으로 계산하면 587.01J/g이며 Fig. 3.39의 엔탈피 변화그래프를 이용하면 이에 해당하는 출구온도는  $-95.3^{\circ}\text{C}$ 에 해당된다.

$$LNG\text{엔탈피변화량 } J/g = \frac{\text{필요열량 } kcal/h}{LNG\text{순환량 } Q/kg/h \times J\text{당 } cal}$$

$$= \frac{494,688 kcal/h}{3,528 kg/h \times 0.2388459 cal/J} = 587.01 J/g \quad (32)$$

### 3) 일반육류냉동창고 시스템

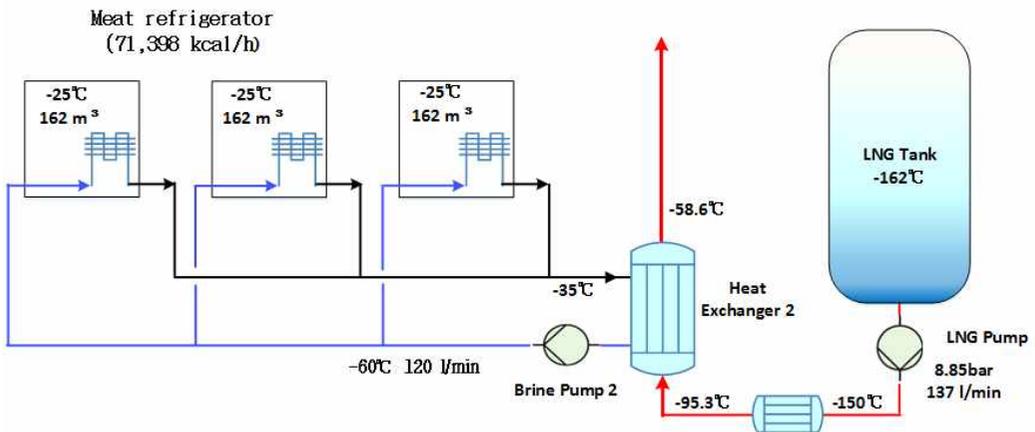


Fig. 3.40 Refrigeration system using LNG cold energy model 2

#### 3-1) 브라인 순환량

일반육류냉동시스템인 Fig. 3.40의 열교환기2에서 입구온도  $-60^{\circ}\text{C}$ 의 에틸알코올브라인이 출구온도  $-35^{\circ}\text{C}$ 로 나올 경우 히트밸런스에 의한 브라인의 순환량을 아래의 식(33)으로 계산하면  $120\text{l}/\text{min}$ 이다.

$$Qm^3/h = \frac{\text{필요열량}kcal/h}{\text{밀도}kg/m^3 \times \text{비열}c \text{ kcal}/kg^{\circ}c \times \Delta t^{\circ}c}$$

$$= \frac{71,398kcal/h}{789kg/m^3 \times 0.5kcal/kg^{\circ}c \times 25^{\circ}c} \approx 7.24m^3/h = 120\text{l}/\text{min} \quad (33)$$

- $C_2H_5OH$  비열C:  $0.5kcal/kg^{\circ}c$
- $C_2H_5OH$  비중g: 0.789
- $C_2H_5OH$  밀도:  $789kg/m^3$

#### 3-2) 브라인펌프 동력

3bar로 120 liter/min의 브라인을 공급하는 펌프 용량을 아래의 식(34)으로 계산하면 0.91kW가 된다.

$$L_{kW}(\text{소요동력}) = \frac{Qm^3/\text{min}(\text{유량}) \times Hm(\text{물의 양정}) \times \gamma kg_f/m^3(\text{물 비중량})}{102kgf\cdot m/\text{sec}(kW\text{당}) \times 60\text{min} \times \text{펌프효율}} \times \text{여유율}$$

$$= \frac{0.12 \times 30 \times 1000}{102 \times 60 \times 0.78} \times 1.2 \approx 0.91 kW \quad (34)$$

### 3-3) LNG 열낙차

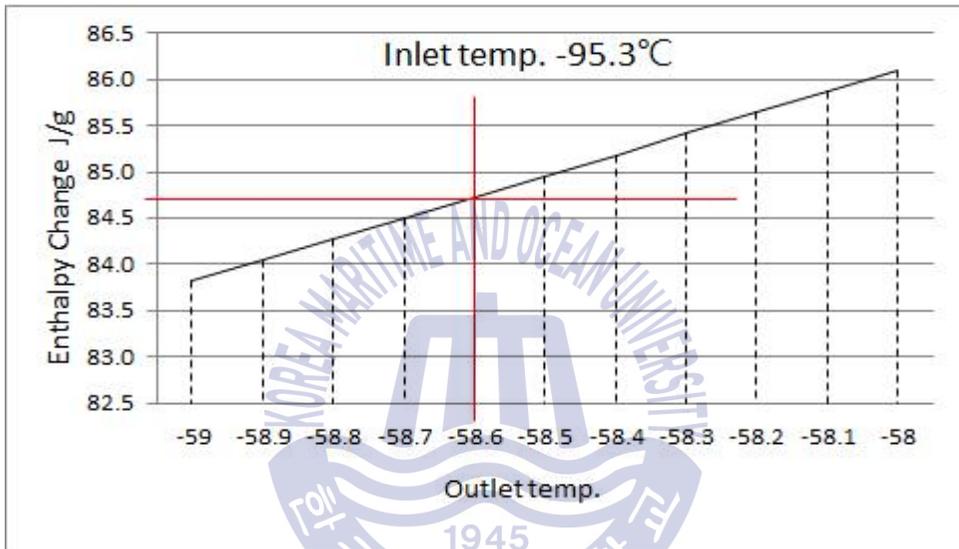


Fig. 3.41 Enthalpy change on inlet temp.  $-95.3^{\circ}\text{C}$  to outlet  $-58.6^{\circ}\text{C}$

3,528kg/h의  $-95.3^{\circ}\text{C}$  LNG를 열교환기2에 공급하여 일반육류냉동창고의 총 필요 냉열에너지 71,398kcal/h를 전달하고 배출되는 LNG의 온도를 구하기 위해 아래 식(35)으로 계산하면 84.72J/g이며 Fig. 3.41의 엔탈피 변화그래프를 이용하면 이에 해당하는 출구온도는  $-58.6^{\circ}\text{C}$ 에 해당된다.

$$LNG\text{엔탈피변화량 } J/g = \frac{\text{필요열량 } kcal/h}{LNG\text{순환량 } Qkg/h \times J\text{당 } cal}$$

$$= \frac{71,398 kcal/h}{3,528 kg/h \times 0.2388459 cal/J} = 84.72 J/g \quad (35)$$

#### 4) 야채 냉장창고시스템

##### 4-1) 브라인 순환량

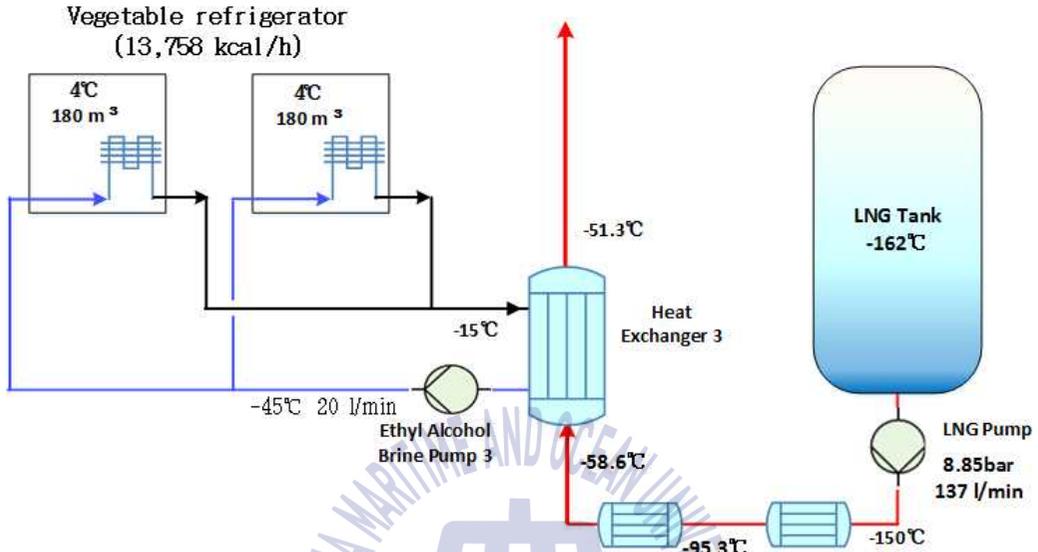


Fig. 3.42 Vegetable refrigerator using LNG cold energy model 2

야채냉장시스템인 Fig. 3.42의 열교환기3에서 입구온도  $-20^{\circ}\text{C}$ 의 에틸알코올 브라인이 출구온도  $-5^{\circ}\text{C}$ 로 나올 경우 히트밸런스에 의한 브라인의 순환량을 아래의 식(36)으로 계산하면  $39\text{l}/\text{min}$ 이다.

$$Qm^3/h = \frac{\text{필요열량}kcal/h}{\text{밀도}kg/m^3 \times \text{비열}c kcal/kg^{\circ}c \times \Delta t^{\circ}c}$$

$$= \frac{13,758kcal/h}{789kg/m^3 \times 0.5kcal/kg^{\circ}c \times 15^{\circ}c} \approx 2.32m^3/h \approx 38.75l/min \quad (36)$$

- $C_2H_5OH$  비열C:  $0.5kcal/kg^{\circ}c$
- $C_2H_5OH$  비중g: 0.789
- $C_2H_5OH$  밀도:  $789kg/m^3$

##### 4-2) 브라인 펌프 동력

3bar로 39l/min의 브라인을 공급하는 펌프 용량을 아래의 식(37)으로 계산하면 0.29kW가 된다.

$$L_{kW}(\text{소요동력}) = \frac{Qm^3/\text{min}(\text{유량}) \times Hm(\text{물기준양정}) \times \gamma kg_f/m^3(\text{물의 비중량})}{102kgf/m/\text{sec}(kW\text{당}) \times 60\text{min} \times \text{펌프효율}} \times \text{여유율}$$

$$= \frac{0.039 \times 30 \times 1000}{102 \times 60 \times 0.78} \times 1.2 \approx 0.29 kW \quad (37)$$

#### 4-3) LNG 열낙차

3,551.93kg/h의 -58.6°C LNG를 열교환기3에 공급하여 야채과일 냉장창고의 총 필요 냉열에너지 16,778kcal/h를 전달하고 배출되는 LNG의 온도를 구하기 위해 아래 식(38)으로 계산하면 19.55J/g이며 Fig. 3.43의 엔탈피 변화그래프를 이용하면 이에 해당하는 출구온도는 -51.3°C에 해당된다.

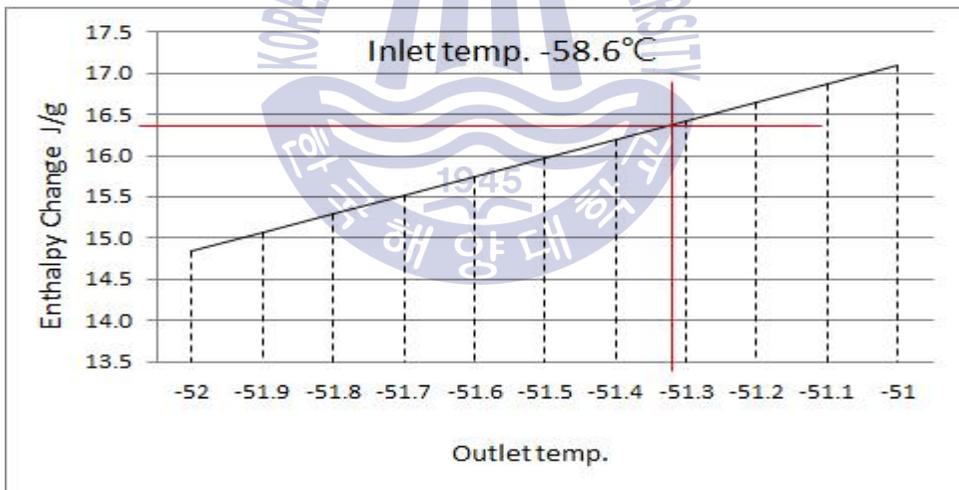


Fig. 3.43 Enthalpy change on inlet temp. -58.6°C to outlet -51.3°C

$$LNG\text{엔탈피변화량 } J/g = \frac{\text{필요열량 } kcal/h}{LNG\text{순환량 } Qkg/h \times J\text{당 } cal}$$

$$= \frac{13,758 kcal/h}{3,528 kg/h \times 0.2388459 cal/J} = 16.33 J/g \quad (38)$$

## 5) 선실냉방시스템

### 5-1) 브라인 순환량

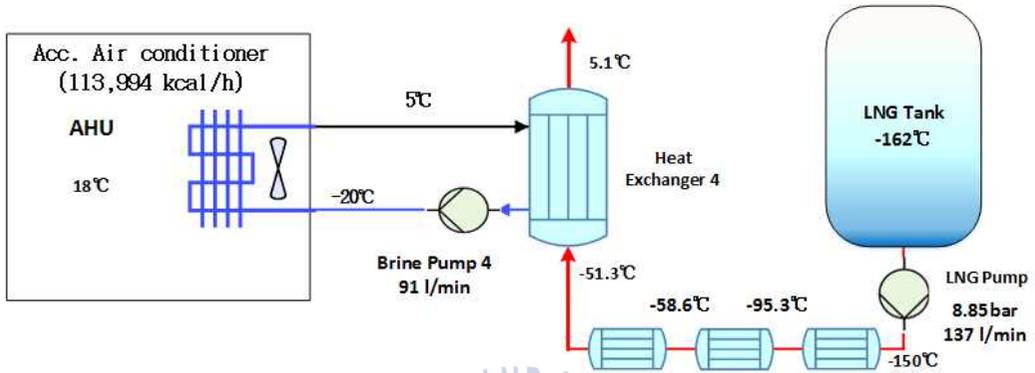


Fig. 3.44 Air conditioning system using LNG cold energy model 2

2차 냉매인 브라인으로 에틸알코올은  $-100^{\circ}\text{C}$ 까지 식품의 초저온 동결에 사용할 수 있어 급속냉동, 일반냉동 및 야채과일 냉장고에 적용하였지만, 누설할 경우에는 마취성과 인화성이 있어 선실냉방에는 일반적으로 많이 사용되는 염화칼슘을 적용하였다. 선실냉방시스템인 Fig. 3.44의 열교환기4에서 입구온도  $-20^{\circ}\text{C}$ 의 염화칼슘 브라인이 출구온도  $5^{\circ}\text{C}$ 로 나올 경우 히트밸런스에 의한 브라인의 순환량을 아래의 식(39)으로 계산하면  $91\text{l}/\text{min}$ 이다.

$$Qm^3/h = \frac{\text{필요열량}kcal/h}{\text{비중}kg/m^3 \times \text{비열}c kcal/kg^{\circ}c \times \Delta t^{\circ}c}$$

$$\frac{113,994kcal.h}{1,286kg/m^3 \times 0.65kcal/kg^{\circ}c \times 25^{\circ}c} \approx 5.5m^3/h \approx 91l/min \quad (39)$$

- 염화칼슘  $CaCl_2$  비열C:  $0.65kcal/kg^{\circ}C$
- 염화칼슘  $CaCl_2$  비중g: 1.286
- 염화칼슘  $CaCl_2$  밀도:  $1,286kg/m^3$

### 5-2) 브라인펌프 동력

3bar로 91l/min의 브라인을 공급하는 펌프 용량을 아래의 식(40)으로 계산하면 0.7kW가 된다.

$$L_{kW}(\text{소요동력}) = \frac{Qm^3/\text{min}(\text{유량}) \times Hm(\text{물기준양정}) \times \gamma kg_f/m^3(\text{물의비중량})}{102kgf/m/\text{sec}(kW\text{당}) \times 60\text{min} \times \text{펌프효율}} \times \text{여유율}$$

$$= \frac{0.091 \times 30 \times 1000}{102 \times 60 \times 0.78} \times 1.2 \approx 0.7 kW \quad (40)$$

### 5-3) LNG 열낙차

3,528kg/h의 -51.3°C LNG를 열교환기4에 공급하여 선실냉방시스템의 총 필요 냉열에너지 113,994kcal/h를 전달하고 배출되는 LNG의 온도를 구하기 위해 아래 식(41)으로 계산하면 135.27J/g이며 Fig. 3.45의 엔탈피 변화그래프를 이용하면 이에 해당하는 출구온도는 5.1°C에 해당된다.

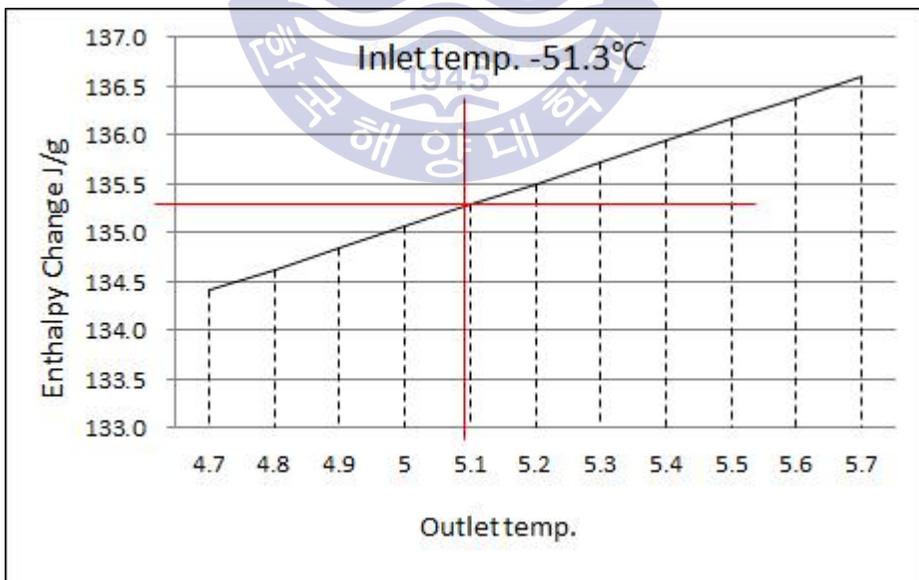


Fig. 3.45 Enthalpy change on inlet temp. -51.3°C to outlet 5.1°C

$$\begin{aligned}
 \text{LNG엔탈피변화량 } J/g &= \frac{\text{필요열량 } kcal/h}{\text{LNG순환량 } Qkg/h \times J\text{당 } cal} \\
 &= \frac{113,994 kcal/h}{3,528 kg/h \times 0.2388459 cal/J} = 135.27 J/g
 \end{aligned}
 \tag{41}$$

모델2는 열교환기를 창고별로 각각 별도로 4대 사용함으로써 각 열교환기의 열 낙차를 줄일 수 있는 장점이 있으나 급속냉동실 용량이 전체 시스템의 70%에 달할 정도로 커고 시스템이 다소 복잡하다.



### 3.3.5 적용시스템 모델 3

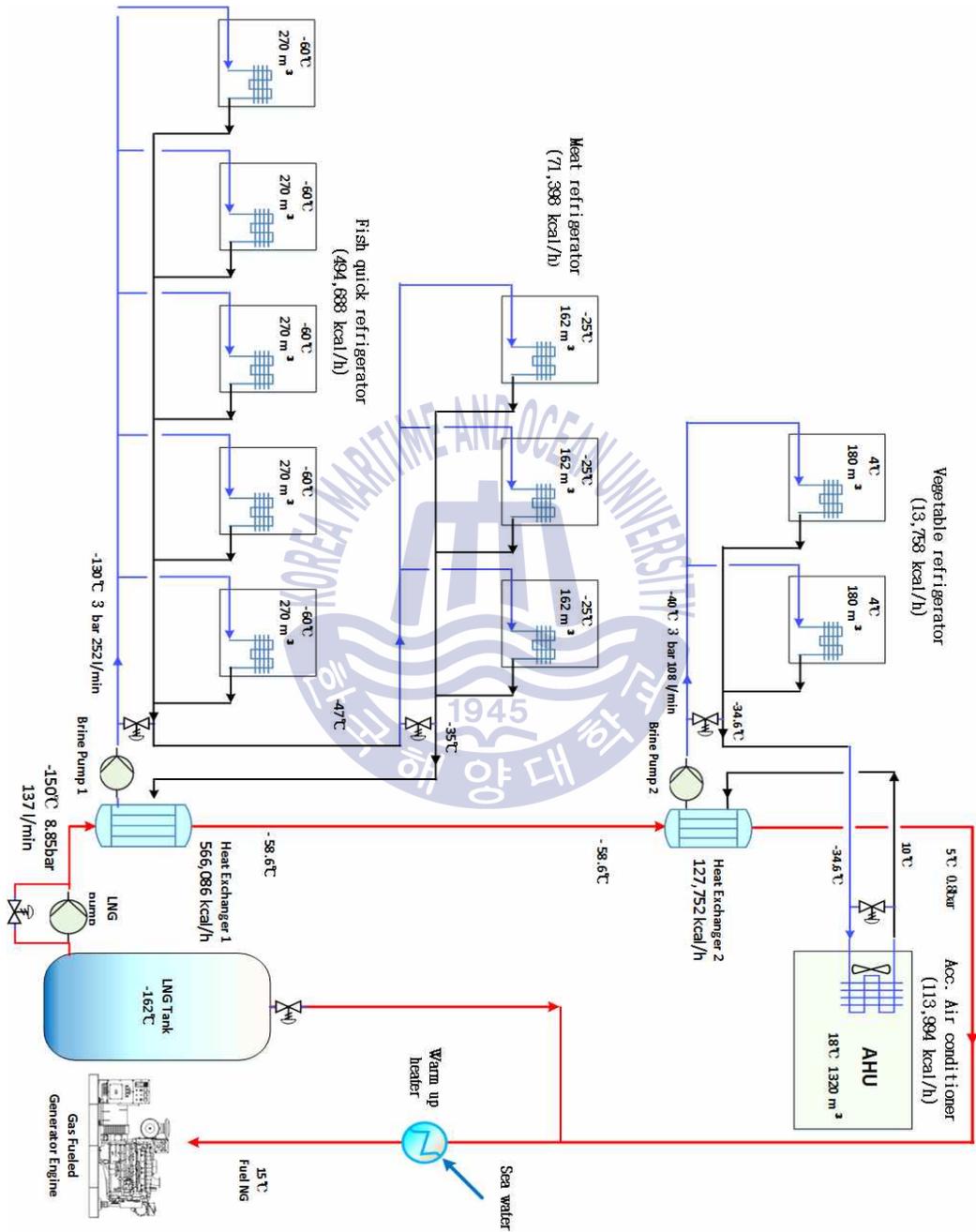


Fig. 3.46 Refrigeration system using LNG cold energy model 3

모델3의 Fig. 3.46 시스템의 경우는 급속냉동시스템과 일반냉동시스템을 하나의 열교환기로 브라인시스템을 직렬로 연결함으로써 저온유지가 원활히 되도록 구성하였다.

또한 상대적으로 필요냉열용량이 적고 상온인 야채냉장고와 선실냉방시스템을 1대의 열교환기를 이용하여 직렬로 브라인시스템을 구성하였다.

## 1) 필요 LNG 현황

### 1-1) 소요 LNG량

모델3의 Fig. 3.46의 경우는 압력이 8.85bar 온도  $-150^{\circ}\text{C}$  인 LNG가 2대의 열교환기를 통과하면서 총 필요 냉동에너지 693,837kcal/h를 전달하고 열교환기2의 출구로 나온 압력 0.8bar 온도  $5^{\circ}\text{C}$ 의 NG가 되어 나온다면 Fig. 3.32의 그래프에서 엔탈피변화량은 823.329Joule/g으로 Joule당 0.2388459cal/J이다. 따라서 냉동냉장창고 및 선실냉방 총 693,837kcal/h의 냉열을 위해 필요한 LNG를 식(42)로 계산하면 3,528kg/h이다.

$$\begin{aligned} \text{필요 LNG량}(kg/h) &= \frac{\text{냉동창고 총냉열량}(kcal/h)}{\text{엔탈피변화량}(J/g) \times \text{Joule 당 kcal}} \quad (42) \\ &= \frac{693,837 kcal/h}{823.329(J/g) \times 0.2388459(cal/J)} = 3,528.31 kg/h = 136.76 l/min \end{aligned}$$

### 1-2) LNG 펌프 동력

8.85bar로 137.1l/min의 LNG를 공급하는 펌프 용량을 아래의 식(43)으로 계산하면 2.5kW가 된다.

$$\begin{aligned} L_{kW}(\text{소요동력}) &= \frac{Qm^3/\text{min}(\text{유량}) \times Hm(\text{물기준양정}) \times \gamma kg_f/m^3(\text{물의 비중량})}{102kgfm/\text{sec}(kW\text{당}) \times 60\text{min} \times \text{펌프효율}} \times \text{여유율} \\ &= \frac{0.137 \times 88.5 \times 1000}{102 \times 60 \times 0.78} \times 1.2 \approx 2.5 kW \quad (43) \end{aligned}$$

## 2) 급속냉동 및 일반 냉동시스템

### 2-1) 열교환기1의 LNG 열낙차

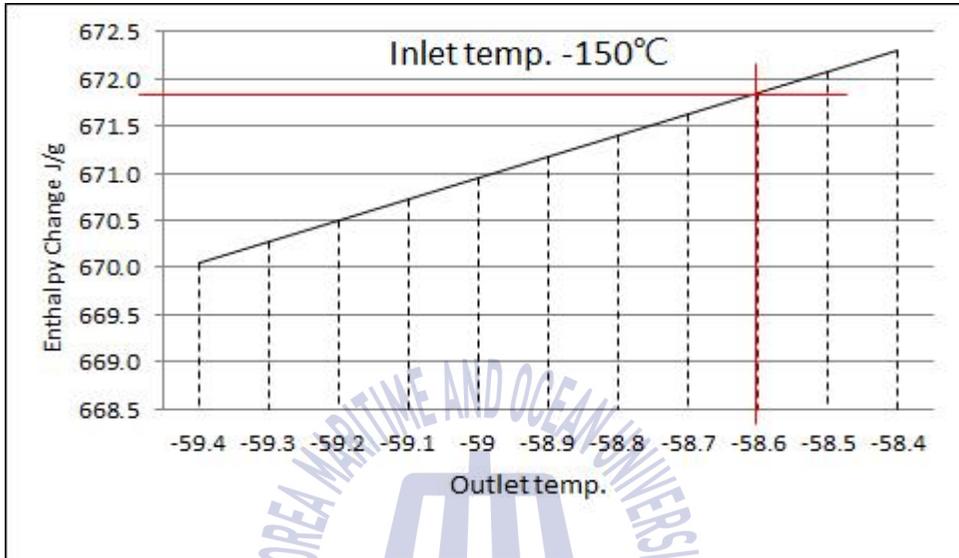


Fig. 3.47 Enthalpy change on inlet temp.  $-150^{\circ}\text{C}$  to outlet  $-58.6^{\circ}\text{C}$

3,528kg/h의  $-150^{\circ}\text{C}$  LNG를 열교환기1에 공급하여 급속냉동실 및 일반냉동실의 총 필요 냉열에너지 566,086kcal/h를 전달하고 배출되는 LNG의 온도를 구하기 위해 아래 식(44)으로 계산하면 671.74J/g이다.

Fig. 3.47의 엔탈피 변화그래프를 이용하면 이에 해당하는 출구온도는  $-58.6^{\circ}\text{C}$ 에 해당된다.

$$\begin{aligned}
 \text{LNG엔탈피변화량 } J/g &= \frac{\text{필요열량 } kcal/h}{\text{LNG순환량 } Q kg/h \times J/\text{당 } cal} \\
 &= \frac{566,086 kcal/h}{3,528 kg/h \times 0.2388459 cal/J} = 671.74 J/g \quad (44)
 \end{aligned}$$

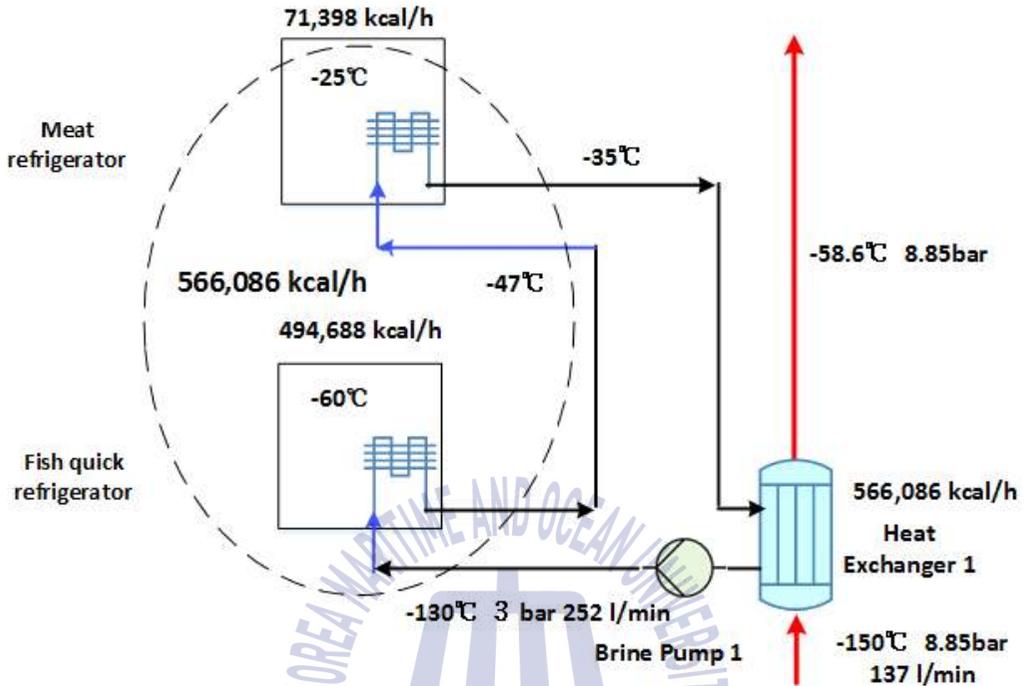


Fig. 3.48 LNG and brine circulation of refrigeration system model 3

## 2-2) 브라인 순환량

LNG 탱크에서 펌프로 토출된 3,528 kg/h  $-150^{\circ}\text{C}$ 의 초저온 LNG는 Fig. 3.48과 같이 열교환기1에 공급되어 급속냉동실과 일반냉동실로 들어가는 브라인에 초저온 냉열을 제공한 후 다시 열교환기2로 들어간다.

열교환기1에서 브라인펌프에 의해 급속냉동창고에 들어간 브라인은 급속냉동 창고에 냉열을 공급하고 일반냉동창고를 거쳐 다시 열교환기1로 돌아오는 방식으로 계속 순환된다.

이 과정에서 급속냉동창고에서 순환되는 브라인의 순환량을 계산하기 위해 급속냉동실 입구온도  $-130^{\circ}\text{C}$ 에서 출구온도  $-35^{\circ}\text{C}$ 로 설정하여 아래의 식(45)으로 계산하면 252 liter/min이다.

$$Qm^3/h = \frac{\text{필요열량} kcal/h}{\text{밀도} kg/m^3 \times \text{비열} c kcal/kg^{\circ}c \times \Delta t^{\circ}c}$$

$$= \frac{566,086 kcal/h}{789 kg/m^3 \times 0.5 kcal/kg^{\circ}c \times 95^{\circ}c} \doteq 15.1 m^3/h \doteq 251.74 l/min \quad (45)$$

-  $C_2H_5OH$  비열C:  $0.5 kcal/kg^{\circ}C$

-  $C_2H_5OH$  비중g: 0.789

-  $C_2H_5OH$  밀도:  $789 kg/m^3$

### 2-3) Brine 펌프 동력

3bar로 252l/min의 에틸알코올브라인을 공급하는 펌프 용량을 아래의 식(46)으로 계산하면 1.9kW가 된다.

$$L_{kW}(\text{소요동력}) = \frac{Qm^3/\text{min}(\text{유량}) \times Hm(\text{물기준양정}) \times \gamma kg_f/m^3(\text{물의 비중량})}{102 kgf m/sec(kw\text{당}) \times 60 \text{min} \times \text{펌프효율}} \times \text{여유율}$$

$$= \frac{0.252 \times 30 \times 1000}{102 \times 60 \times 0.78} \times 1.2 \doteq 1.9 kW \quad (46)$$

### 2-4) 급속냉동실 브라인 열낙차

급속냉동실에 들어가는  $-130^{\circ}C$ 의 브라인이 열교환후 일반냉동실로 들어가는 브라인의 온도를 아래의 식(47)으로 계산하면 열 낙차가  $83^{\circ}C$ 로서 급속냉동실의 출구온도는  $-47^{\circ}C$ 이다.

$$\Delta t^{\circ}c = \frac{\text{필요열량} kcal/h}{\text{밀도} kg/m^3 \times \text{비열} c kcal/kg^{\circ}c \times Qm^3/h}$$

$$= \frac{494,688 kcal/h}{789 kg/m^3 \times 0.5 kcal/kg^{\circ}c \times 15.1 m^3/h} \doteq 83^{\circ}c \quad (47)$$

-  $C_2H_5OH$  비열C:  $0.5 kcal/kg^{\circ}C$

-  $C_2H_5OH$  비중g: 0.789

-  $C_2H_5OH$  밀도:  $789kg/m^3$

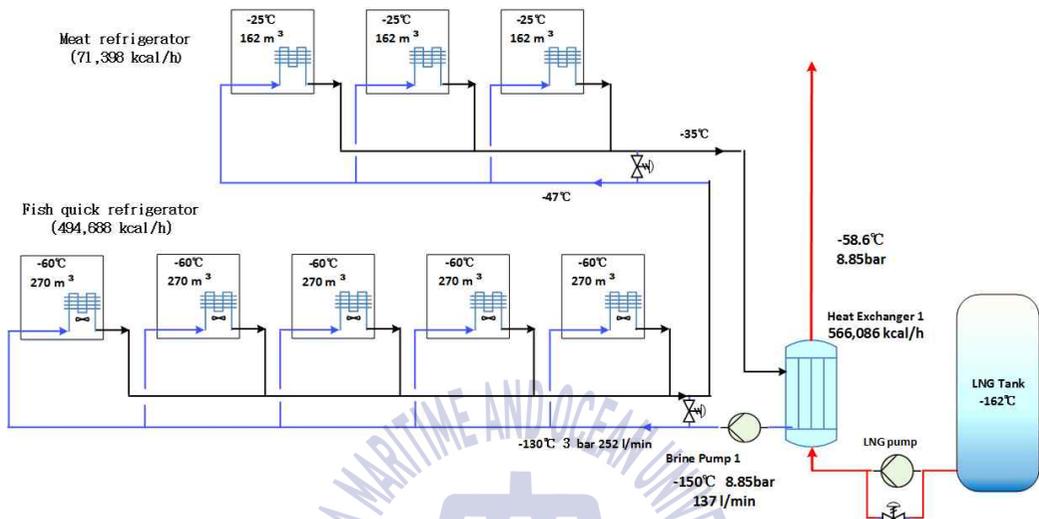


Fig. 3.49 Fish and meat ref. system using LNG cold energy model 3

## 2-5) 일반냉동실 브라인 열낙차

급속냉동실에서 나온  $-47^{\circ}C$ 의 브라인이 일반냉동실에서 열교환후 열교환기1로 되돌아가는 브라인의 온도를 아래의 식(48)으로 계산하면 열 낙차가  $12^{\circ}C$ 로서 일반냉동실의 출구온도는  $-35^{\circ}C$ 이다.

$$\Delta t^{\circ}c = \frac{\text{필요열량}kcal/h}{\text{밀도}kg/m^3 \times \text{비열}c \text{ kcal/kg}^{\circ}c \times Qm^3/h}$$

$$= \frac{71,428kcal/h}{789kg/m^3 \times 0.5kcal/kg^{\circ}c \times 20.49m^3/h} \cong 12^{\circ}c \quad (48)$$

-  $C_2H_5OH$  비열C:  $0.5kcal/kg^{\circ}C$

-  $C_2H_5OH$  비중g: 0.789

-  $C_2H_5OH$  밀도:  $789kg/m^3$

### 3) 야채냉장 및 선실냉방시스템

#### 3-1) 열교환기2의 LNG열낙차

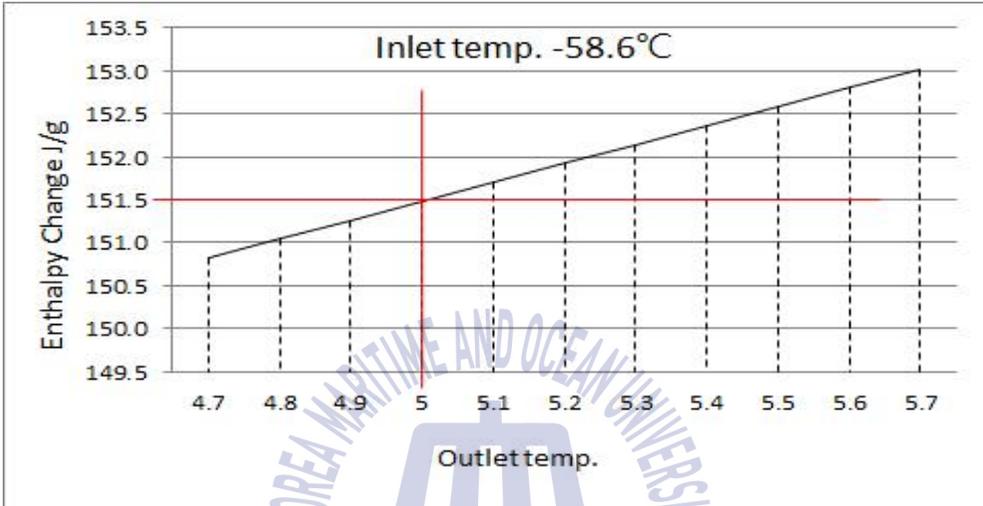


Fig. 3.50 Enthalpy change on inlet temp.  $-58.6^{\circ}\text{C}$  to outlet  $5^{\circ}\text{C}$

Fig. 3.51의 LNG경로에서처럼 열교환기1에서 1차 냉열에너지를 제공하고 난 후  $-58.6^{\circ}\text{C}$ 의 LNG  $3,528\text{kg/h}$ 가 열교환기2에 들어가 야채냉장실과 선실냉방을 위해 필요한 냉열에너지  $127,752\text{kcal/h}$ 를 제공하고 난 후의 LNG의 온도를 계산하기 위해 엔탈피변화량을 아래의 식(49)으로 계산하면  $151.59\text{J/g}$ 이며 Fig. 3.50의 엔탈피변화 그래프에 해당하는 출구온도는  $0.8\text{bar } 5^{\circ}\text{C}$ 에 해당된다.

$$\begin{aligned}
 \text{LNG엔탈피변화량 } J/g &= \frac{\text{필요열량 } kcal/h}{\text{LNG순환량 } Q/kg/h \times J/\text{당 } cal} \\
 &= \frac{128,066 kcal/h}{3,536.984 kg/h \times 0.2388459 cal/J} = 151.59 J/g \quad (49)
 \end{aligned}$$

3-2) 브라인 순환량

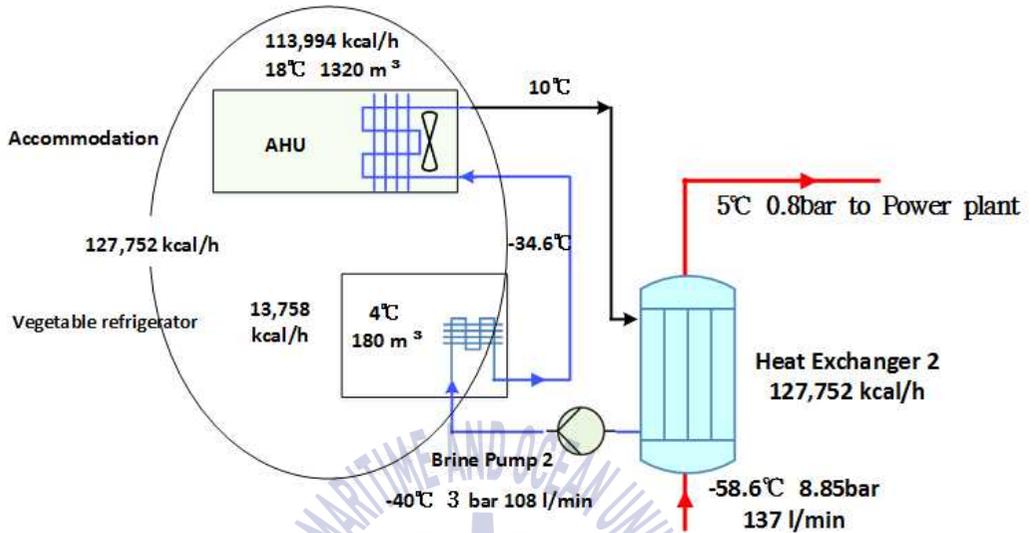


Fig. 3.51 LNG circulation of vegetable refrigerator and AHU

Fig. 3.51처럼 열교환기2에서 브라인펌프에 의해 야채냉장창고에 들어간 브라인은 야채냉장고에 냉열을 공급하고 선실냉방시스템을 거쳐 열교환기2에서 다시 냉열을 받아 펌프를 통해 계속 순환된다.

이 과정에서 야채냉장창고와 선실냉방시스템에 순환되는 브라인의 순환량을 계산하기 위해 냉장창고 입구온도  $-40^{\circ}\text{C}$ 에서 출구온도  $10^{\circ}\text{C}$ 로 설정하여 아래의 식(50)으로 계산하면  $108\text{l/min}$ 이다.

$$Qm^3/h = \frac{\text{필요열량}kcal/h}{\text{밀도}kg/m^3 \times \text{비열}c \text{ kcal/kg}^{\circ}c \times \Delta t^{\circ}c}$$

$$= \frac{127,751 \text{ kcal/h}}{789kg/m^3 \times 0.5kcal/kg^{\circ}c \times 50^{\circ}c} \approx 6.48m^3/h \approx 107.94 \text{ l/min} \quad (50)$$

- $C_2H_5OH$  비열C:  $0.5kcal/kg^{\circ}C$
- $C_2H_5OH$  비중g: 0.789
- $C_2H_5OH$  밀도:  $789kg/m^3$

### 3-3) 브라인펌프 동력

3bar로 108 liter/min의 에틸알코올브라인을 공급하는 펌프용량을 아래의 식(51)으로 계산하면 0.81kW가 된다.

$$L_{kW}(\text{소요동력}) = \frac{Qm^3/\text{min}(\text{유량}) \times Hm(\text{양정}) \times \gamma kg_f/m^3(\text{물의 비중량})}{102kgf\cdot m/\text{sec}(kW\text{당}) \times 60\text{min} \times \text{펌프효율}} \times \text{여유율}$$

$$= \frac{0.11 \times 30 \times 1000}{102 \times 60 \times 0.78} \times 1.2 \approx 0.81 kW \quad (51)$$

### 3-4) 야채냉장고의 브라인 열낙차

야채냉장고로 들어가는  $-40^{\circ}\text{C}$ 의 브라인이 열교환후 선실냉방시스템으로 들어가는 브라인의 온도를 아래의 식(52)으로 계산하면 열 낙차가  $5.4^{\circ}\text{C}$ 로서 야채냉장고의 출구온도는  $-34.6^{\circ}\text{C}$ 이다.

$$\Delta t^{\circ}c = \frac{\text{필요열량} kcal/h}{\text{밀도} kg/m^3 \times \text{비열} c kcal/kg^{\circ}c \times Qm^3/h}$$

$$= \frac{13,758 kcal/h}{789 kg/m^3 \times 0.5 kcal/kg^{\circ}c \times 6.48 m^3/h} \approx 5.4^{\circ}c \quad (52)$$

- $C_2H_5OH$  비열C:  $0.5 kcal/kg^{\circ}C$
- $C_2H_5OH$  비중g: 0.789
- $C_2H_5OH$  밀도:  $789 kg/m^3$

### 3-5) 선실냉방의 브라인 열낙차

야채냉장고에서 나온  $-34.6^{\circ}\text{C}$ 의 브라인은 선실냉방시스템으로 열교환후 열교환기1로 되돌아가는 브라인의 온도를 아래의 식(53)으로 계산하면 열 낙차가  $44.6^{\circ}\text{C}$ 로서 선실냉방공조기의 출구온도는  $10^{\circ}\text{C}$ 이다.

$$\Delta t^{\circ}c = \frac{\text{필요열량}kcal/h}{\text{밀도}kg/m^3 \times \text{비열}c \text{ kcal/kg}^{\circ}c \times Qm^3/h}$$

$$= \frac{113,994kcal/h}{789kg/m^3 \times 0.5kcal/kg^{\circ}c \times 6.48m^3/h} \doteq 44.6^{\circ}c \quad (53)$$

- $C_2H_5OH$  비열C:  $0.5kcal/kg^{\circ}c$
- $C_2H_5OH$  비중g: 0.789
- $C_2H_5OH$  밀도:  $789kg/m^3$

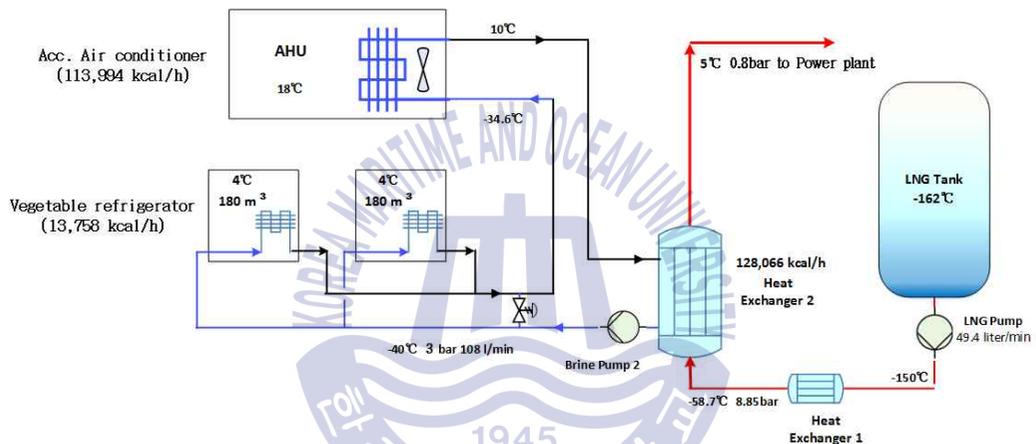


Fig. 3.52 Vegetable and AHU system using LNG cold energy

모델 3의 경우는 Fig. 3.52에서처럼 초저온의 급속냉동시스템과 일반냉동시스템을 열교환기1로 묶어 브라인을 순환시켰고 고온부인 야채냉장실과 선실냉방을 열교환기2로 묶어 브라인을 순환시켜 비교적 열교환이 원활하였지만 두 열교환기의 용량차이가 많이 나 1번열교환기가 82%로서 2번열교환기의 4배에 달한다.

### 3.3.6 적용시스템 모델 4

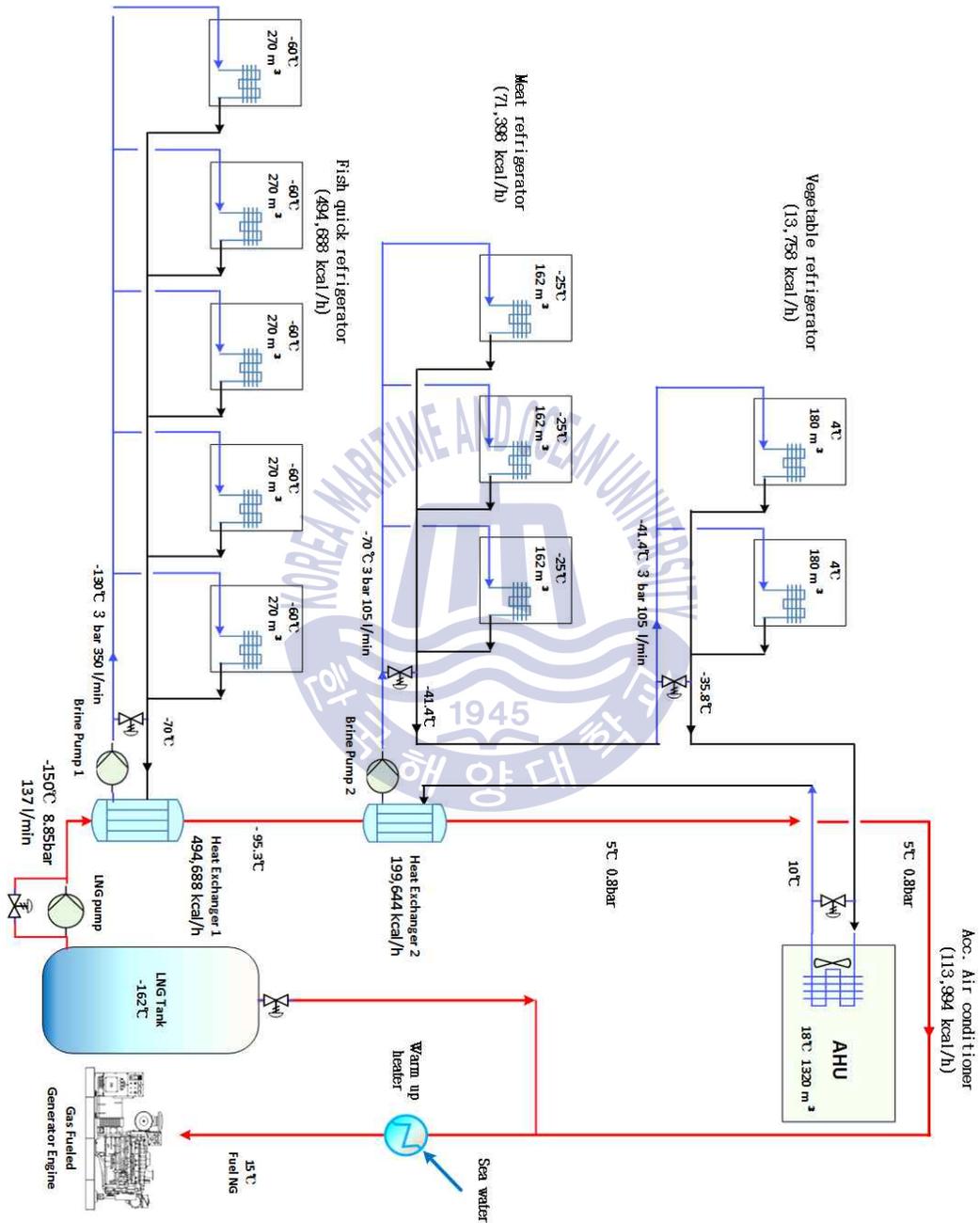


Fig. 3.53 Refrigeration system using LNG cold energy model 4

모델 4의 Fig. 3.53은 상대적으로 용량이 큰 급속냉동시스템에 하나의 열교환기를 사용하고 상대적으로 용량이 작은 일반냉동실과 야채냉장창고 및 선실냉방시스템을 또 하나의 열교환기로 묶어 브라인시스템을 직렬로 연결하였다.

## 1) 필요 LNG 현황

### 1-1) 소요 LNG량

모델 4의 Fig. 3.53의 경우처럼 공급되는 LNG가 2대의 열교환기를 통과하면서 총 필요냉열에너지 693,837kcal/h를 전달할 온도  $-150^{\circ}\text{C}$ , 압력이 8.85 bar인 LNG가 열교환기1에 들어가서 열교환기2의 출구로 나온 온도  $5^{\circ}\text{C}$ , 압력 0.8bar의 NG가 되어 나온다면 Fig. 3.32의 그래프의 엔탈피변화량은 823.329J/g이며 Joule당 0.2388459cal/J이다. 따라서 냉동냉장창고 및 선실냉방 총 693,837 kcal/h의 냉열을 위해 필요한 LNG를 식(54)로 계산하면 3,528kg/h이다.

$$\begin{aligned} \text{필요 LNG량}(kg/h) &= \frac{\text{냉동창고 총냉열량}(kcal/h)}{\text{엔탈피변화량}(J/g) \times \text{Joule 당 cal}} & (54) \\ &= \frac{693,837 kcal/h}{823.329 J/g \times 0.2388459 cal/J} = 3,528.31 kg/h = 136.76 l/min \end{aligned}$$

### 1-2) LNG pump 동력

LNG 펌프의 동력도 다른 모델들과 동일하게 8.85bar로 137l/min의 LNG를 공급하는 펌프 용량은 2.53kW이다.

## 2) 급속 냉동시스템

### 2-1) 열교환기1의 LNG 열낙차

LNG탱크에서 펌프로 토출된 3,536.98 kg/h,  $-150^{\circ}\text{C}$ 의 초저온 LNG는 Fig.

3.54와 같이 열교환기1에 공급되어 급속냉동실로 들어가는 브라인에 초저온 냉열을 제공한 후 열교환기2로 들어간다.

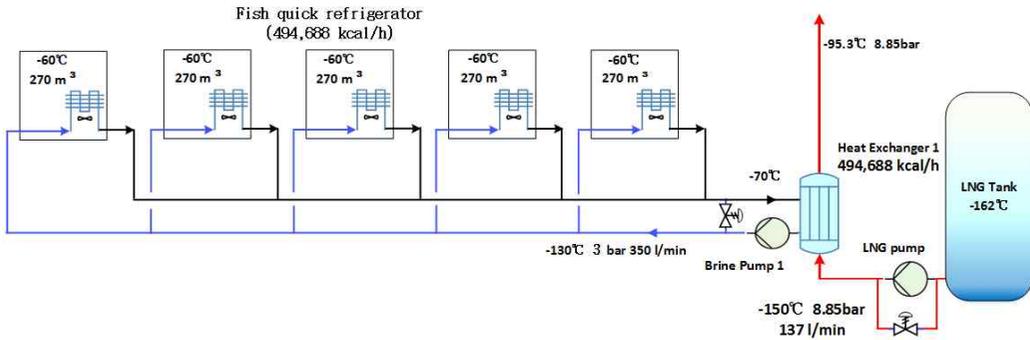


Fig. 3.54 LNG and brine circulation of quick freezing system

급속냉동실의 필요 냉열량 494,688kcal/h를 열교환기1에서 브라인에 전달하고 배출되는 LNG의 온도를 구하기 위해 엔탈피 변화량을 아래 식(55)으로 계산하면 587.01J/g이며 Fig. 3.55의 엔탈피변화 그래프에 해당하는 출구온도는 -95.3 °C이다.

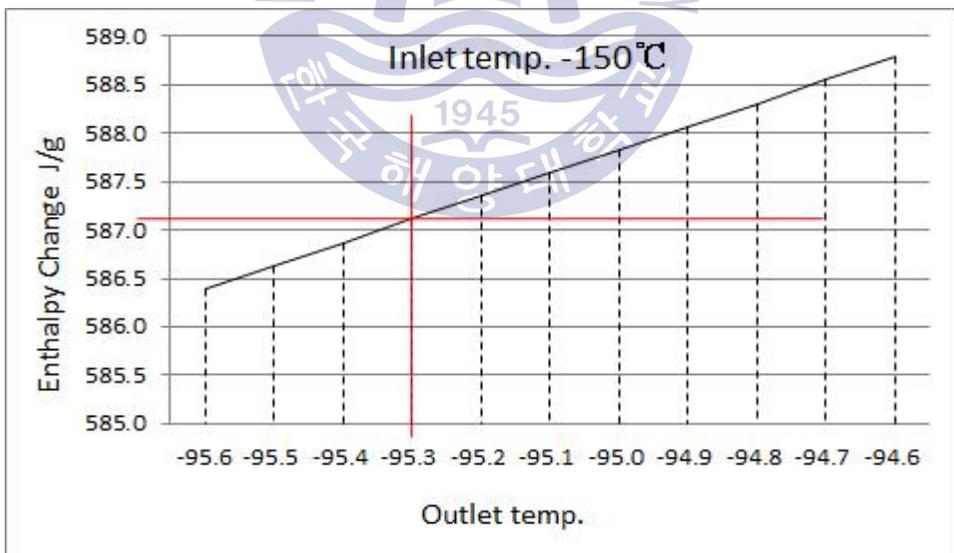


Fig. 3.55 Enthalpy change on inlet temp. -150°C to outlet -95.3°C

$$\begin{aligned}
 \text{LNG엔탈피변화량 } J/g &= \frac{\text{필요열량 } kcal/h}{\text{LNG순환량 } Q/kg/h \times J/\text{당 } kcal} \\
 &= \frac{494,688 \text{ kcal/h}}{3,528 \text{ kg/h} \times 0.2388459 \text{ cal/J}} = 587.01 \text{ J/g}
 \end{aligned}
 \tag{55}$$

## 2-2) 브라인 순환량

Fig. 3.54의 경우 열교환기1에서 브라인펌프에 의해 급속냉동창고에 들어가 냉열을 공급하고 다시 열교환기1에 들어가 계속 순환하면서 냉열을 전달한다.

이 과정에서 급속냉동창고에서 순환되는 브라인의 순환량을 계산하기위해 급속냉동실 입구온도  $-130^{\circ}\text{C}$ 에서 출구온도  $-70^{\circ}\text{C}$ 로 설정하여 아래의 식(56)으로 계산하면 350l/min이다.

$$\begin{aligned}
 Qm^3/h &= \frac{\text{필요열량 } kcal/h}{\text{밀도 } kg/m^3 \times \text{비열 } c \text{ kcal/kg}^{\circ}\text{C} \times \Delta t^{\circ}\text{C}} \\
 &= \frac{494,688 \text{ kcal/h}}{789 \text{ kg/m}^3 \times 0.5 \text{ kcal/kg}^{\circ}\text{C} \times 60^{\circ}\text{C}} \approx 20.9 \text{ m}^3/h \approx 348.32 \text{ l/min}
 \end{aligned}
 \tag{56}$$

- $\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$  비열C:  $0.5 \text{ kcal/kg}^{\circ}\text{C}$
- $\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$  비중g: 0.789
- $\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$  밀도:  $789 \text{ kg/m}^3$

## 2-3) 브라인펌프 동력

3bar로 350l/min의 에틸알코올브라인을 공급하는 펌프 용량을 아래의 식(57)으로 계산하면 2.63kW가 된다.

$$\begin{aligned}
 L_{kW}(\text{소요동력}) &= \frac{Qm^3/\text{min}(\text{유량}) \times Hm(\text{물기준양정}) \times \gamma kg_f/m^3(\text{물의 비중량})}{102 kgf/m/\text{sec}(kW\text{당}) \times 60 \text{ min} \times \text{펌프효율}} \times \text{여유율} \\
 &= \frac{0.35 \times 30 \times 1000}{102 \times 60 \times 0.78} \times 1.2 \approx 2.63 \text{ kW}
 \end{aligned}
 \tag{57}$$

### 3) 일반 냉동, 야채냉장 및 선실냉방시스템

#### 3-1) 열교환기2의 LNG열낙차

LNG 탱크에서 펌프로 토출된 3,528kg/h -95.3°C 의 초저온 LNG는 Fig. 3.57에 서와 같이 열교환기2에 공급되어 일반냉동실, 야채냉장 및 선실냉방장치로 들어가는 브라인에 필요 냉열을 공급한 후 기화되어 발전플랜트의 연료로 공급 된다.

필요 냉열량 199,149kcal/h를 열교환기2에서 브라인에 전달하고 배출되는 LNG의 온도를 구하기 위해 엔탈피변화량을 아래 식(58)으로 계산하면 236.32 J/g이며 Fig. 3.56의 엔탈피변화그래프에 해당하는 출구온도는 5°C 이다.

$$\begin{aligned}
 \text{LNG엔탈피변화량 } J/g &= \frac{\text{필요열량 } kcal/h}{\text{LNG순환량 } Q_{kg/h} \times J_{\text{당cal}}} \\
 &= \frac{199,149 \text{ kcal/h}}{3,528 \text{ kg/h} \times 0.2388459 \text{ cal/J}} = 236.32 \text{ J/g} \quad (58)
 \end{aligned}$$

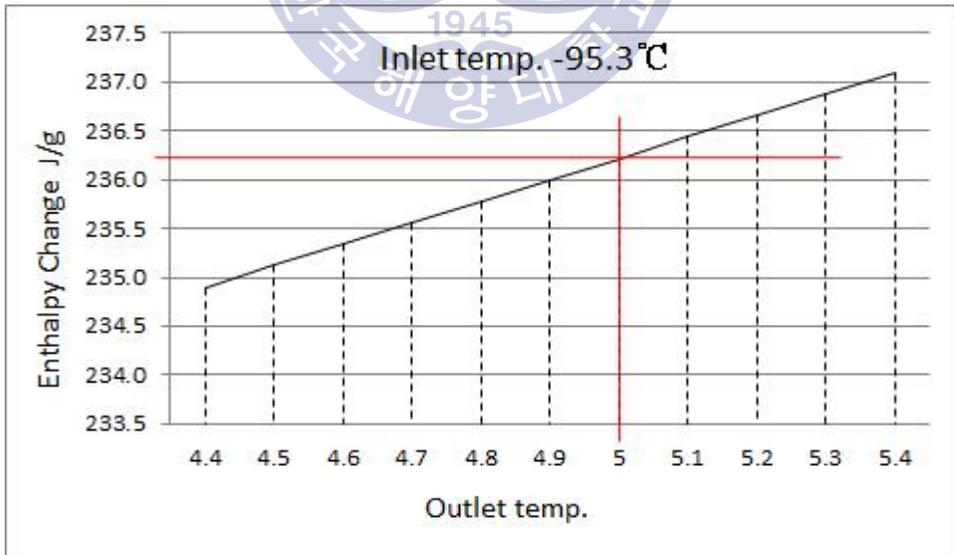


Fig. 3.56 Enthalpy change on inlet temp. -95.3°C to outlet 5°C

### 3-2) 브라인 순환량

Fig. 3.58의 열교환기2에서 브라인펌프에 의해 일반냉동실로 들어간 브라인은 야채냉장고 및 선실에 냉열을 공급하고 다시 열교환기2로 순환되는 브라인의 량을 계산하기 위해 일반냉동실 입구온도  $-70^{\circ}\text{C}$ 에서 선실냉방시스템의 출구온도  $10^{\circ}\text{C}$ 로 설정하여 아래의 식(59)으로 계산하면  $105\text{l}/\text{min}$ 이다.

$$Qm^3/h = \frac{\text{필요열량}kcal/h}{\text{밀도}kg/m^3 \times \text{비열}c kcal/kg^{\circ}c \times \Delta t^{\circ}c}$$

$$= \frac{199,149 kcal/h}{789kg/m^3 \times 0.5kcal/kg^{\circ}c \times 80^{\circ}c} \approx 6.31 m^3/h \approx 105.17 l/min \quad (59)$$

- $C_2H_5OH$  비열C:  $0.5kcal/kg^{\circ}C$
- $C_2H_5OH$  비중g: 0.789
- $C_2H_5OH$  밀도:  $789kg/m^3$

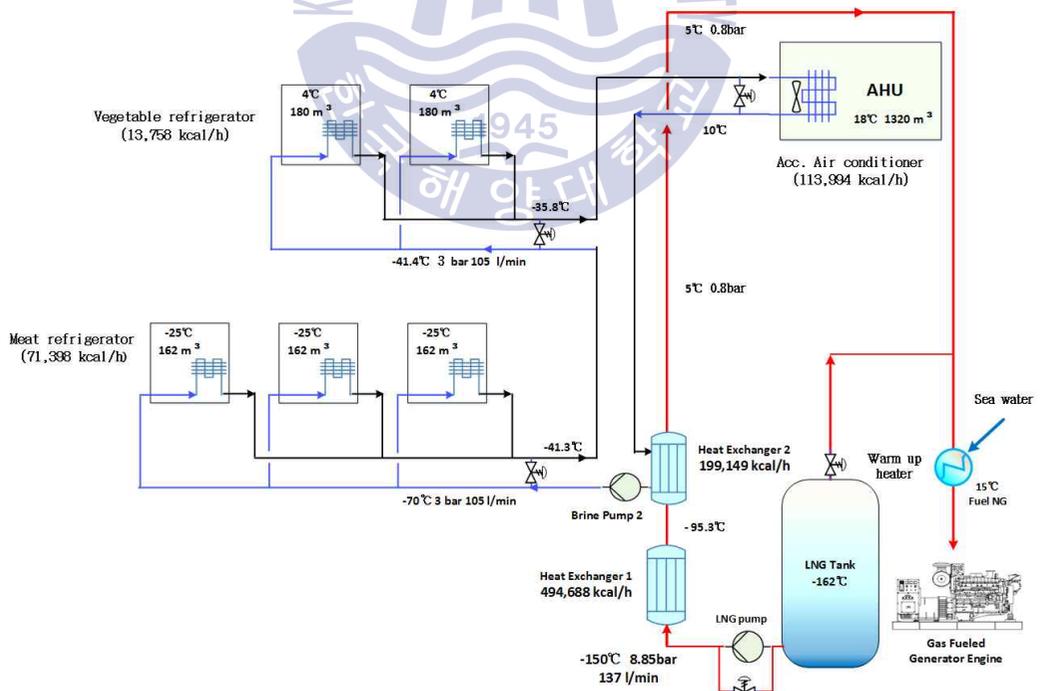


Fig. 3.57 LNG and brine circulation of H.T refrigeration system

### 3-3) 브라인펌프 동력

3bar로 105.17l/min의 에틸알코올브라인을 공급하는 펌프 용량을 아래의 식(60)으로 계산하면 0.79kW가 된다.

$$L_{kW}(\text{소요동력}) = \frac{Qm^3/\text{min}(\text{유량}) \times Hm(\text{양정}) \times \gamma kg_f/m^3(\text{물의 비중량})}{102kgfm/\text{sec}(kW\text{당}) \times 60\text{min} \times \text{펌프효율}} \times \text{여유율}$$

$$= \frac{0.11 \times 30 \times 1000}{102 \times 60 \times 0.78} \times 1.2 \approx 0.79 kW \quad (60)$$

### 3-4) 일반냉동실 브라인 열낙차

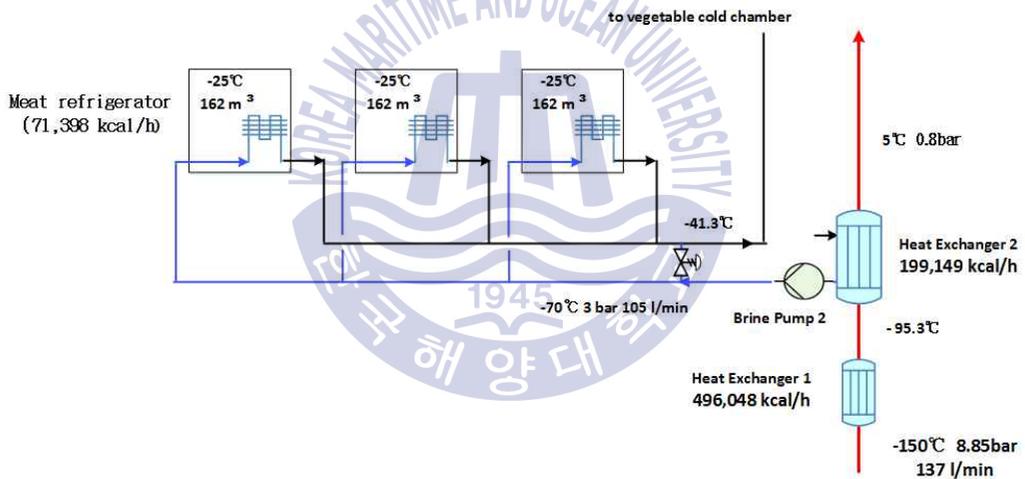


Fig. 3.58 Brine circulation of refrigeration system

일반냉동실에 들어가는 -70°C의 브라인이 열교환후 야채냉장실로 들어가기 전의 브라인온도를 아래의 식(61)으로 계산하면 열 낙차가 28.7°C로서 일반냉동실의 출구온도는 -41.3°C이다.

$$\Delta t^{\circ}c = \frac{\text{필요열량} kcal/h}{\text{밀도} kg/m^3 \times \text{비열} c kcal/kg^{\circ}c \times Qm^3/h}$$

$$= \frac{199,149 \text{ kcal/h}}{789 \text{ kg/m}^3 \times 0.5 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C} \times 6.31 \text{ m}^3/\text{h}} \cong 28.7^\circ\text{C} \quad (61)$$

- $C_2H_5OH$  비열C:  $0.5 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$
- $C_2H_5OH$  비중g: 0.789
- $C_2H_5OH$  밀도:  $789 \text{ kg/m}^3$

### 3-5) 야채냉장실 브라인 열낙차

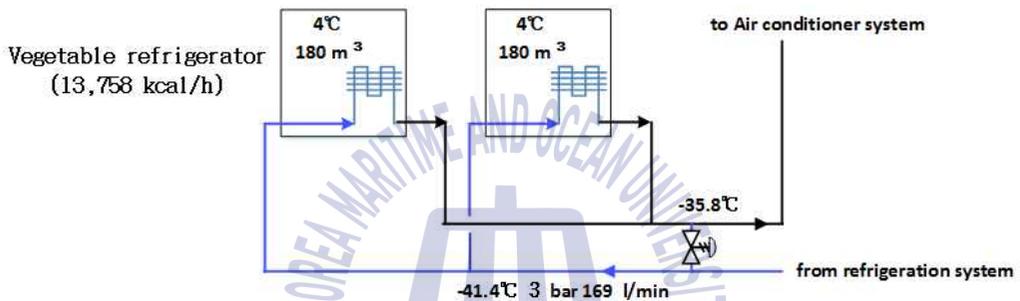


Fig. 3.59 Brine circulation of vegetable refrigeration system

일반냉동실에서 나온  $-41.3^\circ\text{C}$ 의 브라인이 야채냉장실에서 열교환후 선실냉방 시스템으로 들어가는 브라인의 온도를 아래의 식(62)으로 계산하면 열 낙차가  $5.5^\circ\text{C}$ 로서 야채냉장실의 출구온도는  $-35.8^\circ\text{C}$ 이다.

$$\Delta t^\circ\text{C} = \frac{\text{필요열량 kcal/h}}{\text{밀도 kg/m}^3 \times \text{비열C kcal/kg}^\circ\text{C} \times Q \text{ m}^3/\text{h}}$$

$$= \frac{13,758 \text{ kcal/h}}{789 \text{ kg/m}^3 \times 0.5 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C} \times 6.31 \text{ m}^3/\text{h}} \cong 5.5^\circ\text{C} \quad (62)$$

- $C_2H_5OH$  비열C:  $0.5 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$
- $C_2H_5OH$  비중g: 0.789
- $C_2H_5OH$  밀도:  $789 \text{ kg/m}^3$

### 3-6) 선실냉방 브라인 열낙차

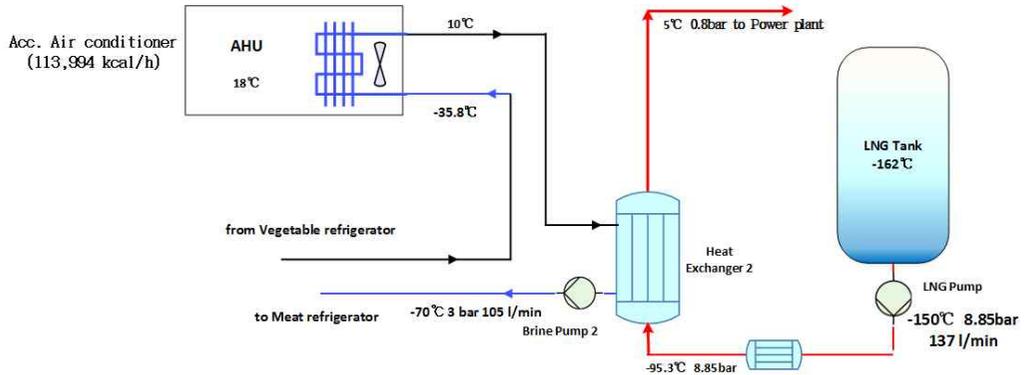


Fig. 3.60 Brine circulation of Accommodation air conditioning system

야채냉장실에서 나온  $-35.8^{\circ}\text{C}$ 의 브라인이 선실냉방시스템에서 열교환후 열교환기2로 되들어가는 브라인의 온도를 아래의 식(63)으로 계산하면 열 낙차가  $45.8^{\circ}\text{C}$ 로서 야채냉장실의 출구온도는  $10^{\circ}\text{C}$ 이다.

$$\Delta t^{\circ}\text{C} = \frac{\text{필요열량 kcal/h}}{\text{비중 kg/m}^3 \times \text{비열 c kcal/kg}^{\circ}\text{C} \times \text{Qm}^3/\text{h}}$$

$$= \frac{114,230 \text{ kcal/h}}{789 \text{ kg/m}^3 \times 0.5 \text{ kcal/kg}^{\circ}\text{C} \times 6.32 \text{ m}^3/\text{h}} \approx 45.8^{\circ}\text{C} \quad (63)$$

- $\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$  비열C:  $0.5 \text{ kcal/kg}^{\circ}\text{C}$
- $\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$  비중g: 0.789
- $\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$  밀도:  $789 \text{ kg/m}^3$

#### 4) LNG 이용 발전전력량

LNG가 냉열에너지를 전달하고 NG가 되어서 돌아온 시간당  $3,528 \text{ kg/h}$ 의 NG는 Table 3.12에서 해당되는 LNG의 연소발열량은  $173,930 \text{ MJ/h}$ 이며 MBD의

Table 3.13에서 엔진의 가스소모량을 환산하면 24,190kW에 해당되는 출력이다.

**Table 3.12** Energy calorific value conversion standard

Division	Energy source	Unit	Total calorific value			Net calorific value		
			MJ	kcal	10 <sup>-3</sup> toe	MJ	kcal	10 <sup>-3</sup> toe
Gas(3)	LNG	kg	54.6	13,040	1.304	49.3	11,780	1.178
	City gas (NG)	Nm <sup>3</sup>	43.6	10,430	1.043	39.4	9,420	0.942
	City gas (PG)	Nm <sup>3</sup>	62.8	15,000	1.500	57.7	13,780	1.378

Source : Enforcement regulations of energy law

**Table 3.13** SFOC and Heat Rate to ISO conditions

MCR	100%	85%
SFOC <sup>1)</sup>	182.0g/kWh <sup>3)</sup>	177.0g/kWh <sup>3)</sup>
Heat rate <sup>2)</sup>	7,190kJ/kWh <sup>3)</sup>	7,200kJ/kWh <sup>3)</sup>
SFOC	182g/kWh	177g/kWh
Specific lube oil consumption 0.4g/kWh		
Engine type specific reference charge air temperature before cylinder 43°C		

<sup>1)</sup> Liquid fuel operation

<sup>2)</sup> Gas operation (including pilot fuel), gas fuel: methane no.≥80

<sup>3)</sup> Electric propulsion

**Table 3.14** Comparison table of power with gas consumption

Bore: 510mm, Stroke: 600mm		
MCR	100%	85%
6L51/60DF	6,300kW	5,355kW
7L51/60DF	7,350kW	6,248kW
SFOC	182g/kWh	177g/kWh
Heat rate	7190kJ/kWh	7200kJ/kWh

이 발열에너지는 Table 3.15의 Man Diesel Engine의 발전기용 4 Stroke DF 엔진자료에 의하면 6L51/60DF 모델의 6,300kW엔진 4대를 설치하여 운전할 수 있는 용량이다.

### 3.4 기관실 유틸리티 시스템

#### 3.4.1 발전 시스템

24,190kW에 해당하는 가스겸용 디젤발전기를 대형 ME-GI 엔진으로 할 수 있지만 고압의 가스시스템이 추가로 들어가는 복잡한 형태이며 또한 ME-GI의 경우는 2 행정 대형저속 추진엔진으로서 이 플랜트의 발전기 엔진으로 적용하기는 적절하지 않다.

따라서 4대의 중속 발전기용 엔진으로서 저압가스와 기름겸용 6,300kW 엔진이 적절할 것으로 생각된다.

또한 정전 등 비상시를 대비하여 조명, 장비제어시스템 및 소화펌프를 가동할 수 있는 300kW 상당의 비상발전기를 후부 데크에 준비하였다.

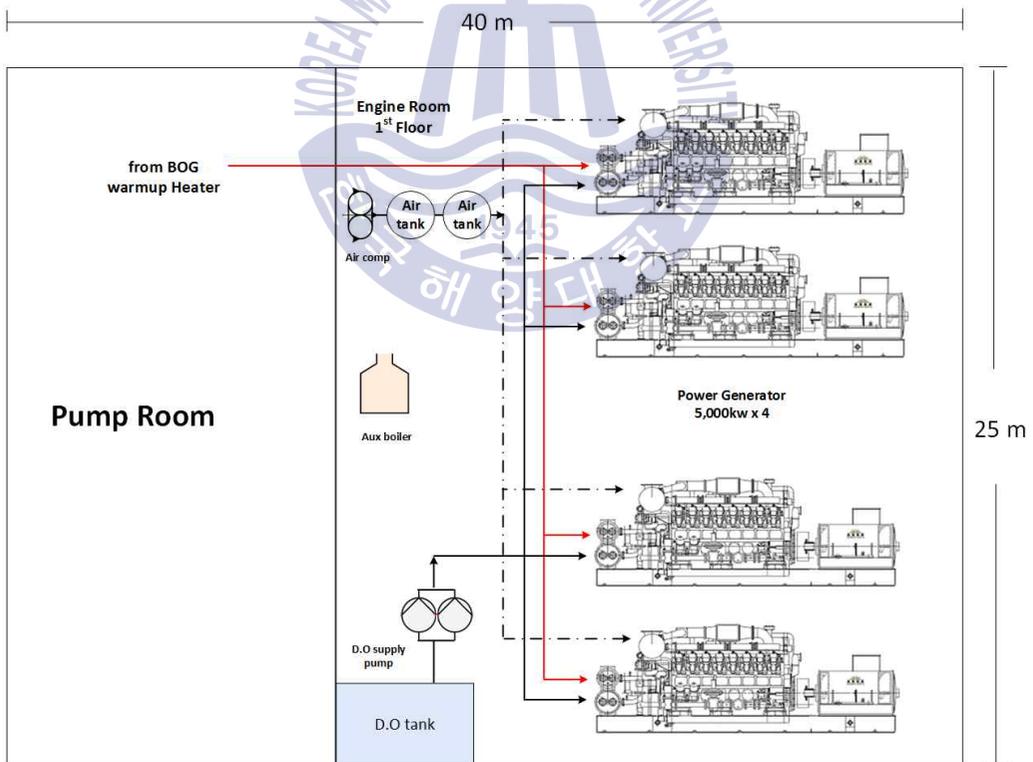


Fig. 3.61 Arrangement of engine room 1<sup>st</sup> floor

### 3.4.2 보조기계 시스템

엔진룸 2<sup>nd</sup> 플로어에 6,300kW 발전기 4대를 구동할 수 있는 냉각수시스템, 윤활유 순환 및 청정기시스템, 디젤유 공급시스템 등을 배치하였다.

또한 인도네시아 등 동남아도서지역 해안에 고급어류 급속냉동창고의 역할과 주변에 다량의 전력을 공급하기 위한 부유식 복합 플랜트로서 손쉬운 정박과 접안 후에는 기관실로 쉽게 들어 올릴 수 있는 600kW 상당의 스러스트를 선수에 1대 선미에 2대 총 3대 설치하고 동적위치제어 시스템인 DPS를 적용하였다.

#### 1) Main cooling system

발전기 전체의 냉각시스템으로 메인 냉각해수펌프를 이용하여 시체스트로부터 흡입한 해수는 주 해수냉각기로 들어가는 메인 냉각해수시스템에서 냉각된 냉각청수는 발전기엔진 터보차저 에어냉각기와 메인 윤활유냉각기에서 발전기엔진의 윤활유를 냉각하고 윤활유냉각기를 통과한 냉각청수는 메인 재킷 물냉각기에서 발전기엔진의 재킷 물을 냉각순환시켜 발생된 엔진의 열은 메인청수냉각기를 통해 히트싱크인 시체스트로 배출함으로써 엔진의 온도를 일정하게 유지시켜주는 역할을 한다.

#### 2) Lubricating oil system

발전기축에 연결되어 구동되는 윤활유펌프로 공급되는 윤활유는 발전기엔진의 베어링 등 주요 구동부를 윤활하고 가열된 윤활유는 엔진룸 2<sup>nd</sup> 플로어에 설치되어있는 주 윤활유냉각기에서 냉각되어 윤활유펌프에 의해 계속 순환된다.

또한 오염된 윤활유의 청정을 위하여 윤활유 섬프탱크에 모인 오염된 윤활유를 원심식 청정기를 통하여 축적된 수분과 이물질을 제거하여 다시 윤활유 섬프탱크로 되돌려 순환시킴으로써 윤활유를 항상 깨끗하고 적절한 점도를 유지할 수 있도록 해준다.

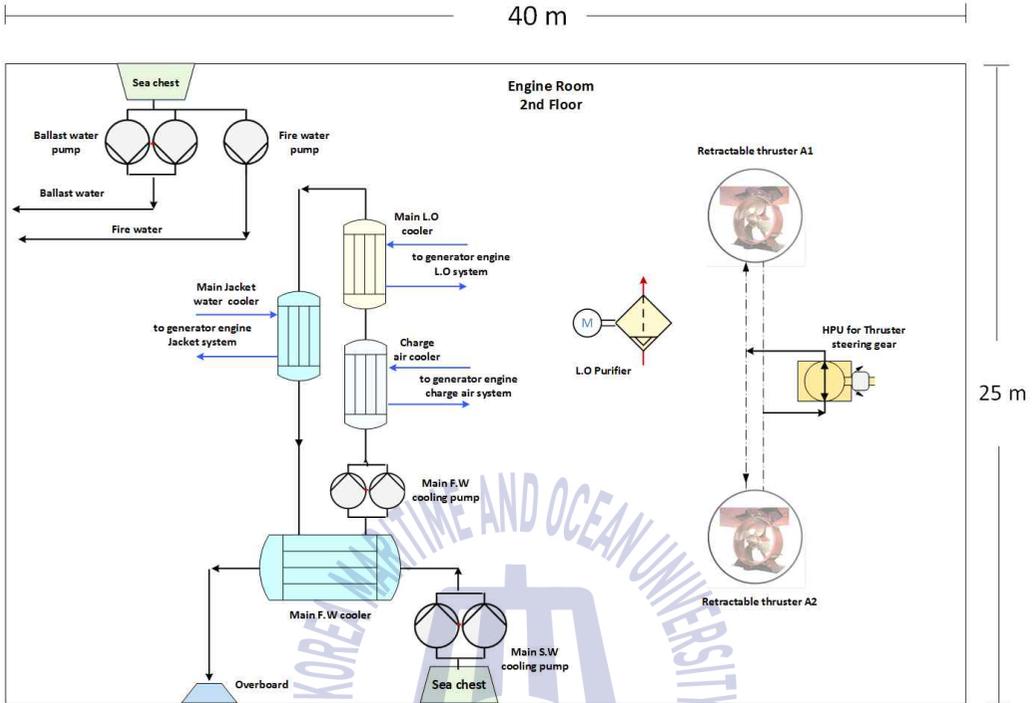


Fig. 3.62 Arrangement of engine room 2<sup>nd</sup> floor

### 3.5 펌프 룸 시스템

LNG의 냉열을 이용하고 취급하는 시스템에는 LNG를 열교환기에 공급하는 LNG 공급펌프 2대, LNG 냉열을 냉동창고에 전달하기 위한 열교환기 2대, 열교환기를 통과하여 기화된 가스를 엔진룸 발전기에 보내기 위한 NG가스압축기 2대, 엔진에 들어가는 가스의 온도를 올려주는 워밍업히터 1대 그리고 LNG 열교환기에서 냉열을 받아 냉동실에 브라인을 전달하는 브라인펌프가 4대 설치된다.

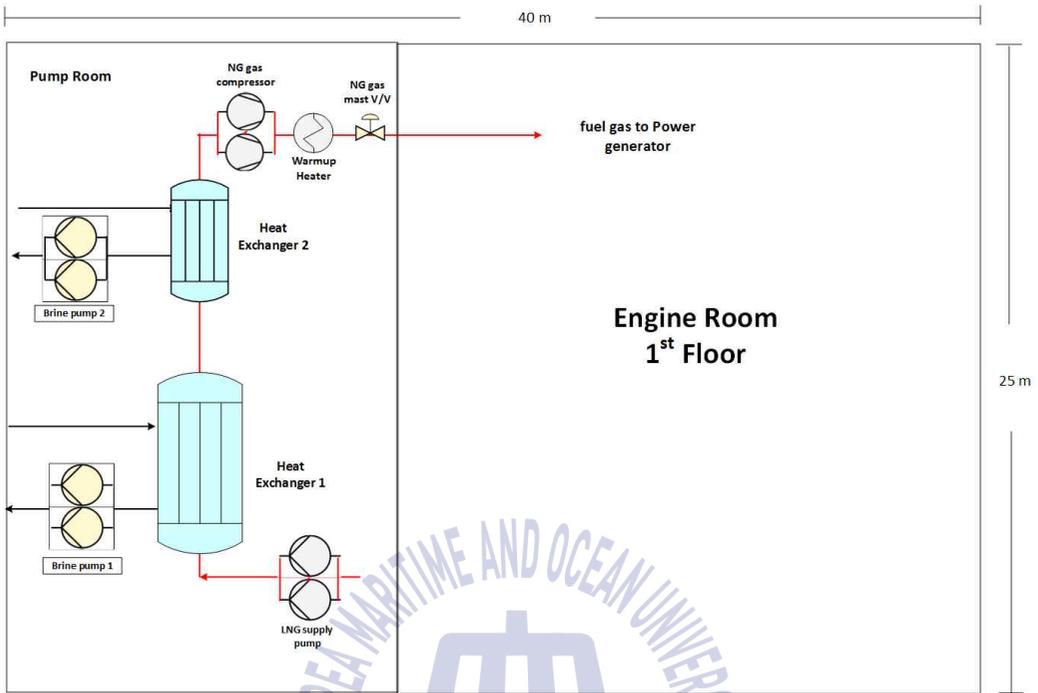


Fig. 3.63 Arrangement of pump room

### 3.5.1 LNG 공급 시스템

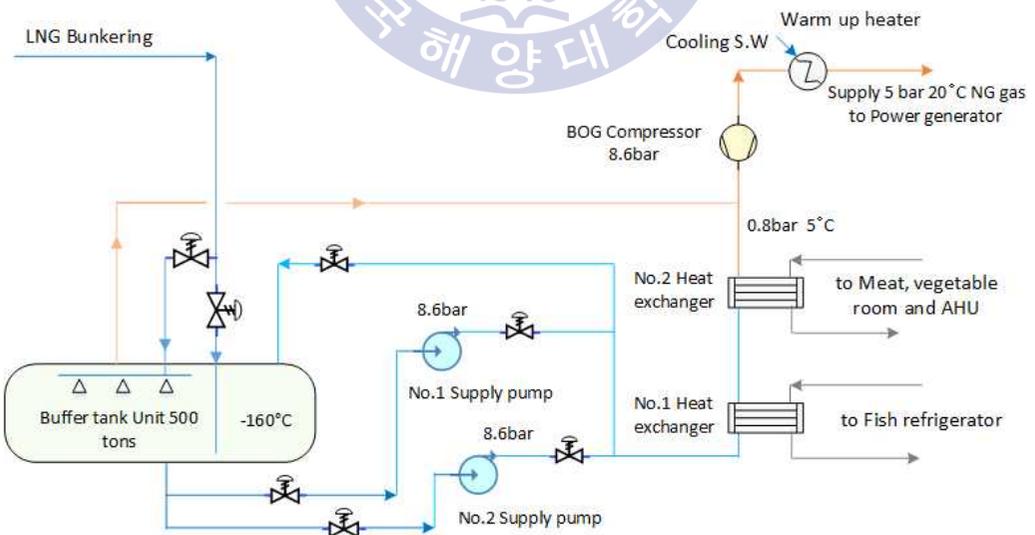


Fig. 3.64 LNG supply system

약 일주일분의 연료에 해당하는 500톤 상당의 LNG가 보관된 저장탱크는 Fig. 3.64처럼 상압판에 설치되어 있으며 LNG펌프를 통해 시간당 3,528kg/h의 LNG를 열교환기 1, 2에 차례로 공급함으로써 냉열을 전달하고 열교환기 2의 출구에는 0.8bar, 5°C의 NG로 배출된다.

LNG탱크의 증발가스와 함께 열교환기에서 기화된 0.8bar, 5°C의 천연가스를 압축기로 워업히터에 공급하여 5bar, 20°C로 가열한 NG를 발전기엔진에 공급한다.

### 3.5.2 브라인 공급 시스템

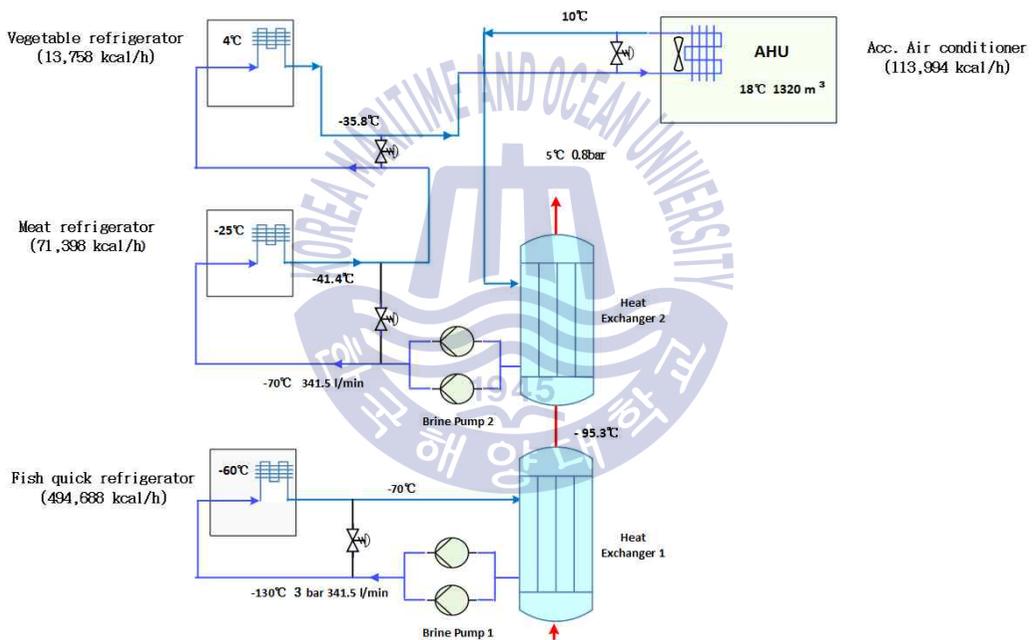


Fig. 3.65 Brine supply system

냉동창고의 냉각에 필요한 3,528kg/h의 LNG냉열에너지를 1번 LNG 열교환기에 전달하면 열교환기에 연결된 브라인펌프는 1번 열교환기로부터 전달된 냉열에너지를 에틸알코올브라인을 통해 급속냉동창고에 전달한다.

또한 2번 열교환기에 설치된 브라인펌프는 1번 열교환기로부터 전달된 냉열에너지를 에틸알코올브라인을 통해 일반육류냉동창고, 야채냉장창고 및 선실냉방시스템에 전달한다.

### 3.5.3 온도 제어 시스템

컨트롤룸에 설치된 냉동실 온도제어시스템은 냉동창고의 적절한 온도유지와 열교환기의 효율적인 사용으로 공급된 LNG의 냉열을 최대한 사용할 수 있도록 Fig. 3.66의 시스템으로 냉동창고, LNG 열교환기의 입 출구 및 각 냉동실 브라인 입출구에 설치된 온도센서(T.T: Temperature transmitter)의 신호에 의해 제어밸브를 조정함으로써 LNG펌프의 유량과 각 냉동창고에 들어가는 브라인의 용량을 제어하는 시스템이다.

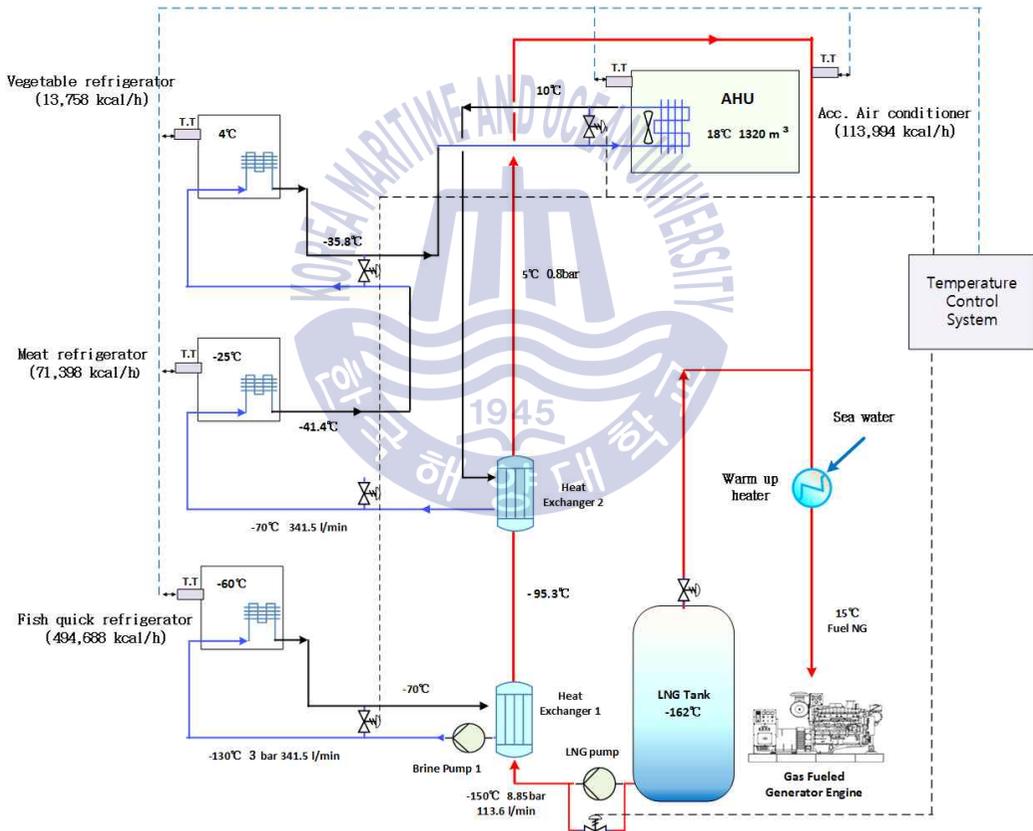
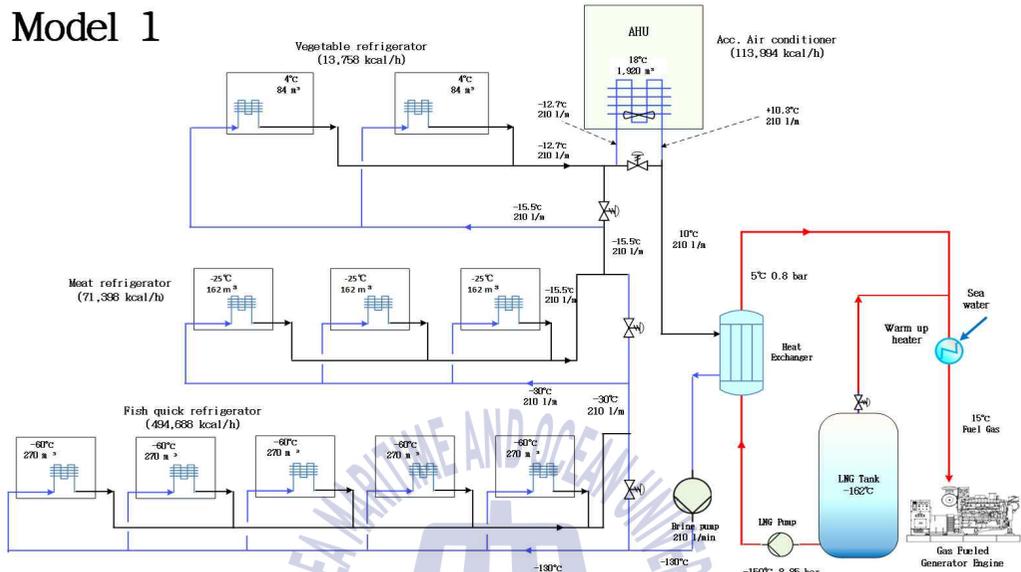


Fig. 3.66 Temperature control system

### 3.6 예시모델의 특징

#### Model 1



#### Model 2

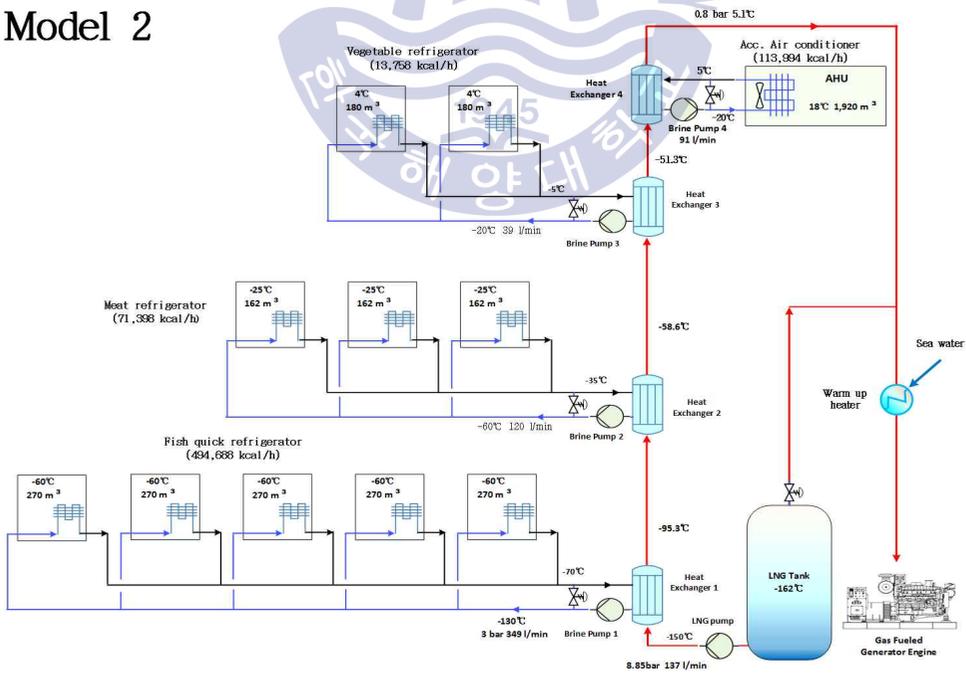
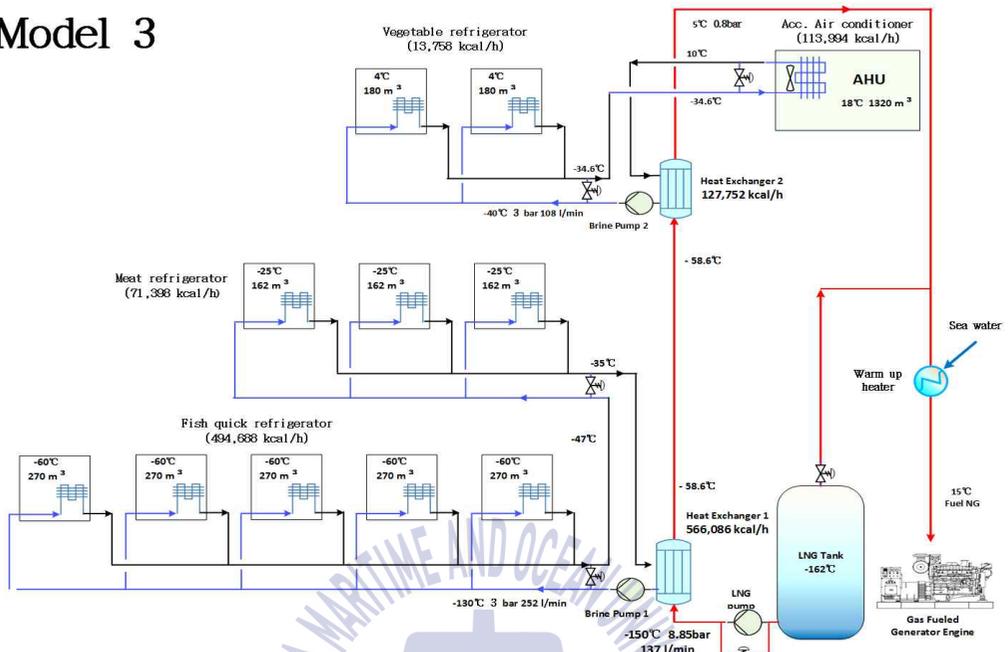


Fig. 3.67 System model 1 and 2

### Model 3



### Model 4

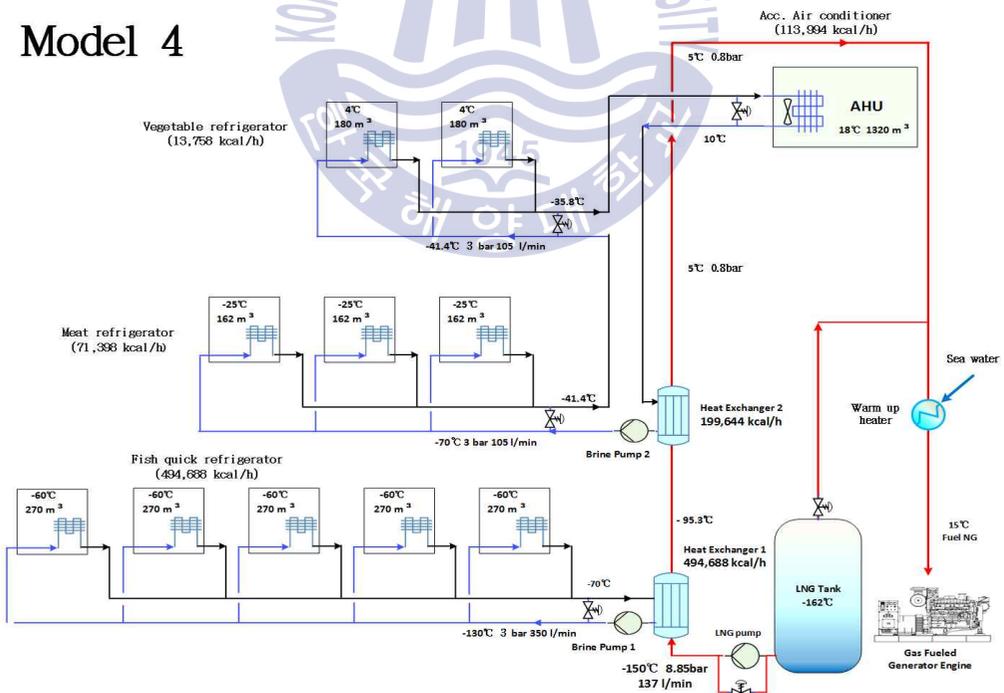


Fig. 3.68 System model 3 and 4

### 3.6.1 모델 1

예시모델 4종류 중에서 모델1은 1대의 대형 열교환기를 사용함으로써 시스템의 배관이 간단하고  $-150^{\circ}\text{C}$ 의 LNG냉열을 냉각설비의 마지막 단계인 냉방시스템까지 한 번에 LNG를 상온의  $5^{\circ}\text{C}$  NG까지 올려 발전플랜트의 엔진에 연료로 공급함으로써 이론적으로 열손실 없이 충분히 2차 냉매에 냉열을 전달하여 다른 시스템보다도 효율이 높다고 할 수 있다.

하지만 열교환기에서 LNG가  $-150^{\circ}\text{C}$ 에서 마지막  $5^{\circ}\text{C}$ 까지의 열 낙차가 무려  $155^{\circ}\text{C}$ 에 달해 현실적으로 이러한 열교환기를 제작하기가 용이하지 않다.

### 3.6.2 모델 2

모델2의 경우는 각 창고용 열교환기를 별도로 하여 총 4대를 사용함으로써 각 열교환기의 열 낙차를 줄일 수 있는 장점이 있으나 열교환기가 많아 배관시스템이 다소 복잡할 수가 있다.

### 3.6.3 모델 3

모델3의 경우는 2대의 열교환기를 사용하여 저온 측의 급속냉동실과 일반냉동실을 하나의 열교환기로 사용하고 상온시스템인 야채냉장고와 선실냉방시스템을 또 다른 하나의 열교환기에 묶어 시스템을 꾸몄다.

이 경우에는 저온 측의 1번 열교환기의 용량이 전체의 80%가 넘고 열낙차가 거의  $92^{\circ}\text{C}$ 에 달할 정도로 커진다는 것이 단점이다.

### 3.6.3 모델 4

모델4의 경우는 2대의 열교환기로 1대는 전체 용량의 70%에 해당되는 급속냉동시스템을 전담하고 1대는 나머지 냉동, 냉장 그리고 선실냉방시스템까지 한 묶음으로 브라인 시스템을 직렬로 연결하여 열낙차를 최소화하고 용량의 밸런스도 맞추었으며 시스템도 비교적 단순하다.

결론적으로 예시모델4가 LNG의 냉열손실이 적고 적절한 열교환이 가능한 시스템으로서 최종 적용모델로 선정하였다.

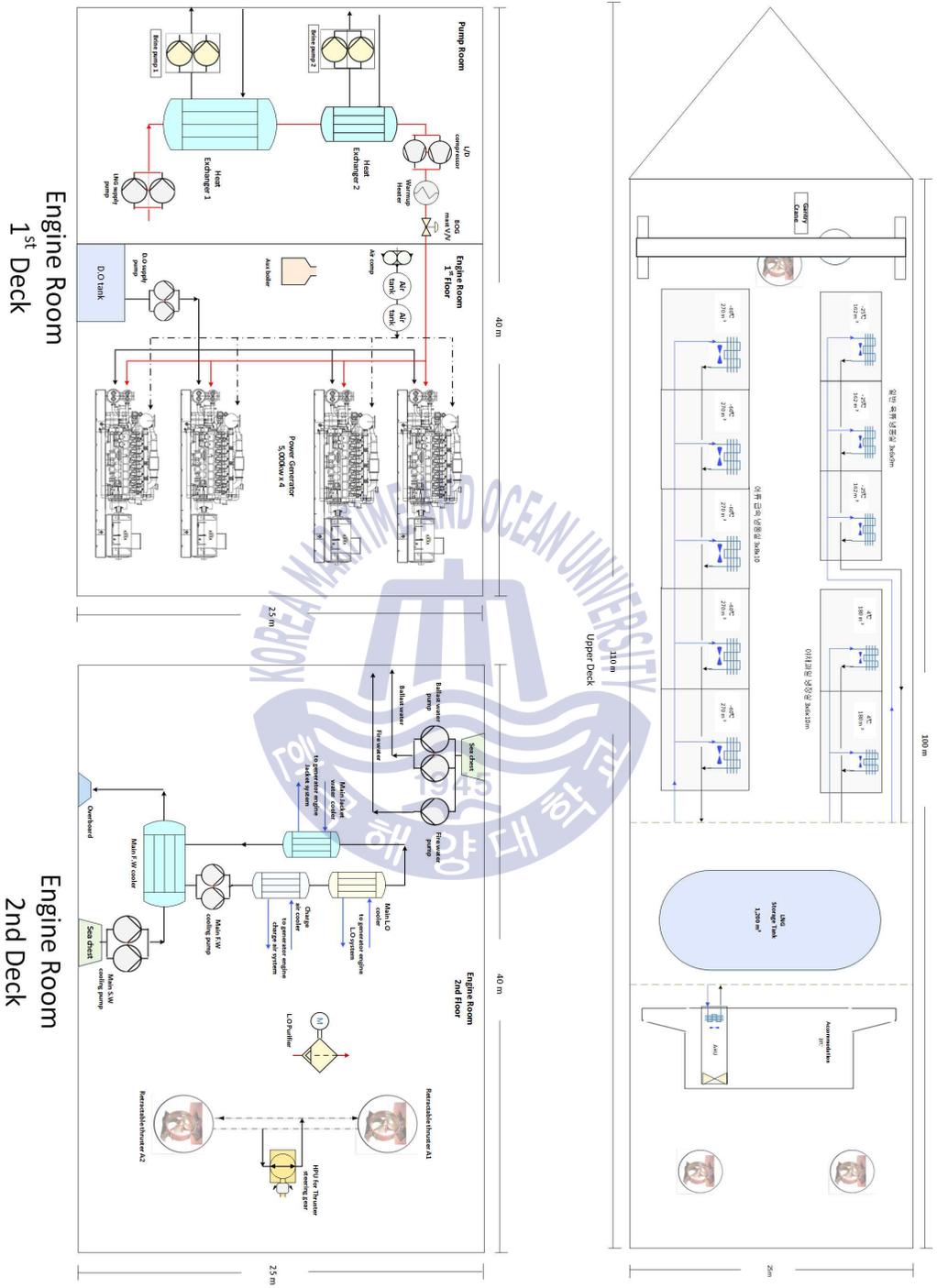


Fig. 3.69 Arrangement of upper deck & engine room

### 3.7 상황별 LNG 소요량 변화

앞에서 연구 검토한 모델들의 냉동창고에 필요한 LNG량은 냉각물량과 선실의 실내설정온도에 따라 공급되어야할 LNG의 양이 바뀐다.

따라서 위의 연구결과로 냉동냉장창고의 물량변화 그리고 선실의 실내온도 변화에 따른 LNG 소요량 변화 그리고 초기 설계냉동물량에서 외기의 온도를 40℃, 35℃, 30℃ 및 25℃로 설정하여 각 창고별 LNG 소요량을 그래프와 표로 나타내면 아래와 같다.

#### 3.7.1 냉동 물량변화에 따른 LNG 소요량

본 연구는 외기온도 40℃의 열대지방 하계기준으로 하였으며 각 냉동창고의 냉동물량에 따라 소요 LNG 변화량이 아래의 각 항목 그래프와 같다.

##### 1) 어류 급속냉동창고

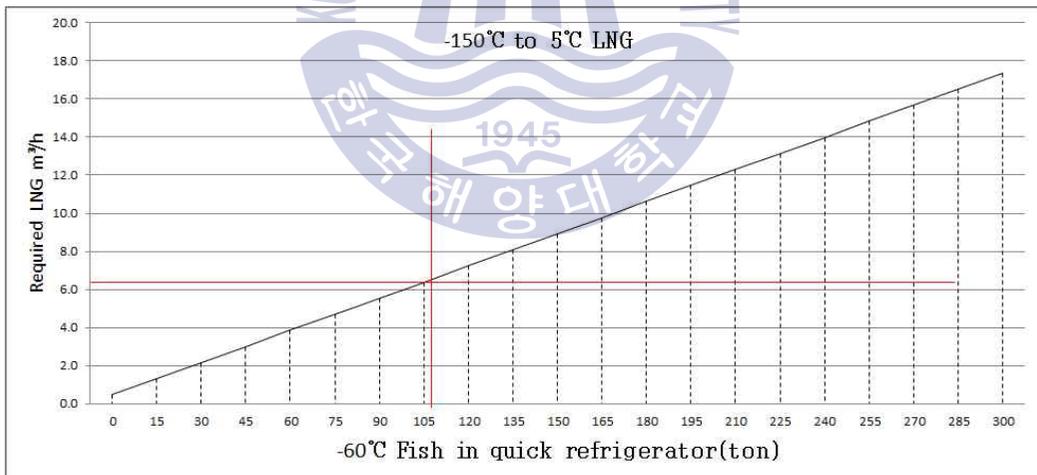


Fig. 3.70 LNG mass by cooling power in fish refrigerator(40 to -60℃)

-60℃ 어류 급속냉동실의 경우에 기본적으로 어류가 없는 빈 냉동실을 -60℃로 유지하기 위해 필요한 LNG량은 0.498 m³/h이며 보관해야할 어류가 추가될 때마다 어류 톤당 0.033 m³/h의 LNG가 추가로 필요하다.

## 2) 육류 냉동창고

-25℃ 육류 급속냉동실의 경우에 기본적으로 육류가 없는 빈 냉동실을 -25℃로 유지하기 위해 필요한 LNG량은 0.135 m<sup>3</sup>/h이며 보관해야할 육류가 추가될 때마다 육류 톤당 0.042 m<sup>3</sup>/h의 LNG가 추가로 필요하다.

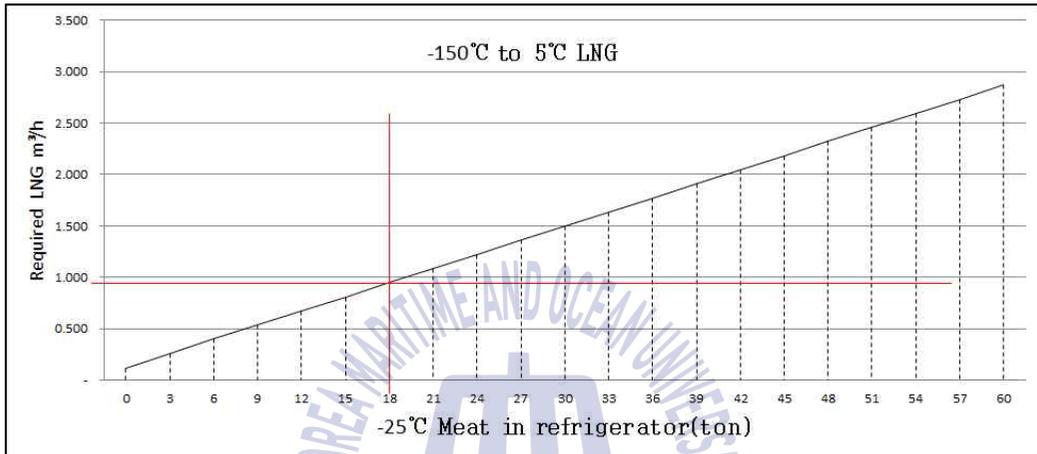


Fig. 3.71 LNG mass by cooling power in meat refrigerator(40 to -25℃)

## 3) 야채 냉장 창고

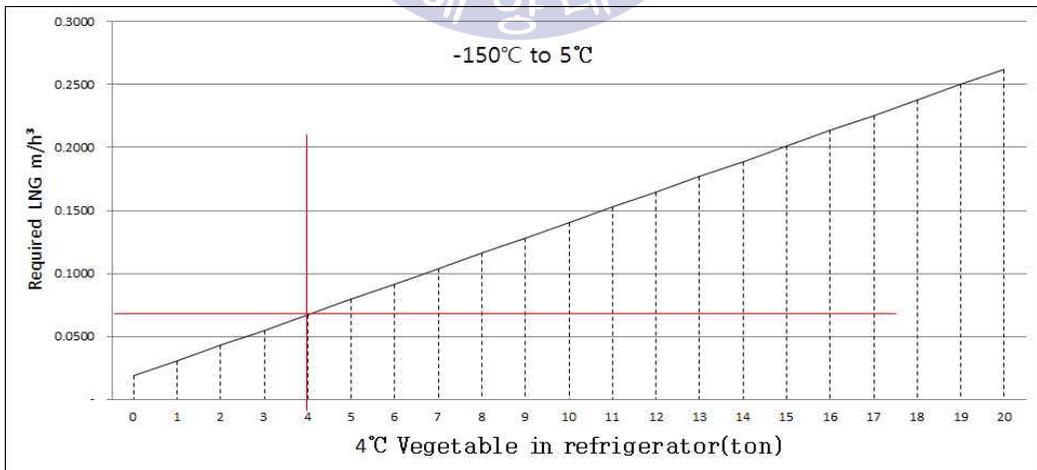


Fig. 3.72 LNG mass by cooling power in vegetable refrigerator(40 to +4℃)

4℃의 야채 냉장실의 경우에 기본적으로 냉장물이 없는 빈 냉장실을 4℃로 유지하기 위해 필요한 LNG량은 0.027 m<sup>3</sup>/h이며 보관해야 할 야채가 추가될 때마다 야채 톤당 0.0127 m<sup>3</sup>/h의 LNG가 추가로 필요하다.

#### 4) 선실 냉방

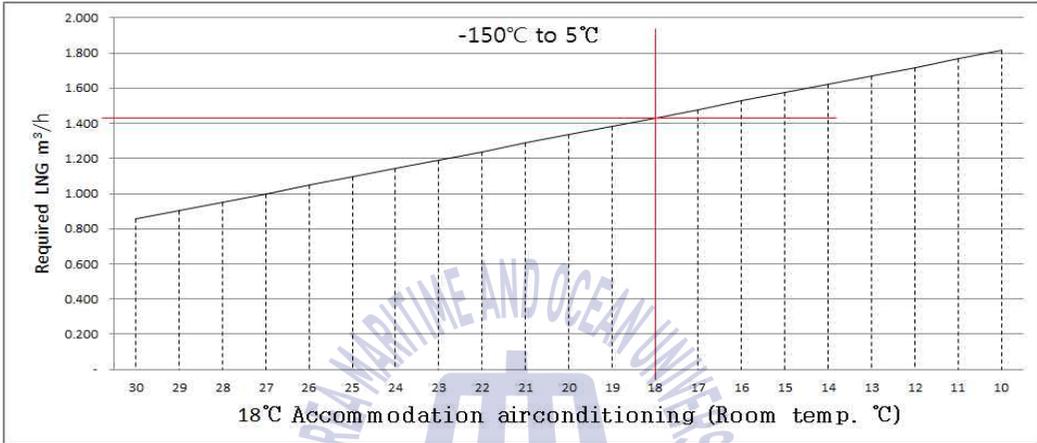


Fig. 3.73 LNG mass by cooling power in Accommodation (40 to +18℃)

18℃의 실내온도를 기본으로 하는 선실냉방의 경우에는 실내의 온도설정에 따라 필요한 LNG량이 Fig. 4.4의 그래프와 같이 변화되며 결과로 선실온도 1℃를 떨어뜨리는데 필요한 추가 LNG는 0.048 m<sup>3</sup>/h가 된다.

#### 3.7.2 외기온도 변화에 따른 LNG 소요량

Table 3.15 LNG consumption in different outside temp.

Outside temp. (°C)	Dimen.	Fish room (-60°C)	Meat room (-25°C)	Vegetable room(4°C)	AHU (18°C)	Total
40°C	kcal/h	494,688	71,398	13,758	113,994	693,837
	m <sup>3</sup> /h	6.192	0.893	0.172	1.427	8.684
35°C	kcal/h	492,697	70,569	13,472	4,912	671,651
	m <sup>3</sup> /h	6.167	0.883	0.169	1.173	8.403
30°C	kcal/h	490,706	69,741	13,186	75,831	649,464
	m <sup>3</sup> /h	6.1419	0.8729	0.165	0.9491	8.1289
25°C	kcal/h	488,715	68,912	12,900	56,750	627,277
	m <sup>3</sup> /h	6.117	0.863	0.161	0.710	7.851

외기온도가 40°C, 35°C, 30°C 및 25°C로 변할 경우 각 냉동창고와 선실의 냉각에 필요한 LNG의 량은 다소 변화가 있으며 이를 Table 3.15로 정리하여 그래프로 표현하였다.

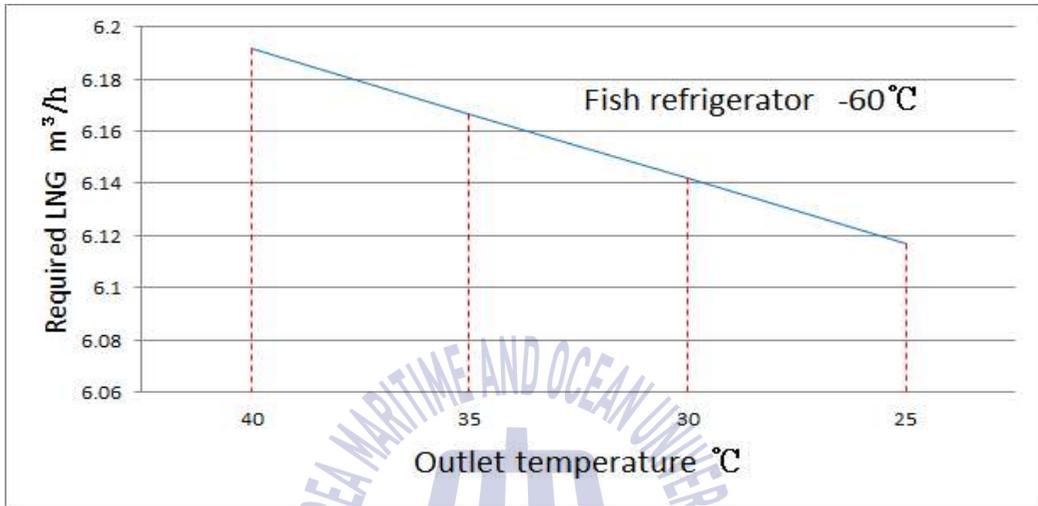


Fig. 3.74 LNG mass by outlet temp. in fish refrigerator

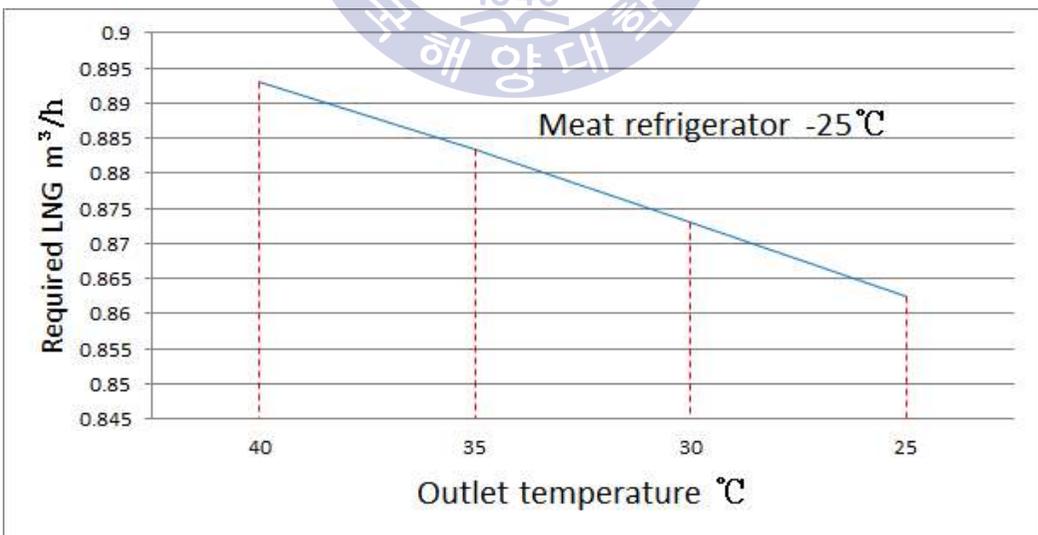


Fig. 3.75 LNG mass by outlet temp. in meat refrigerator

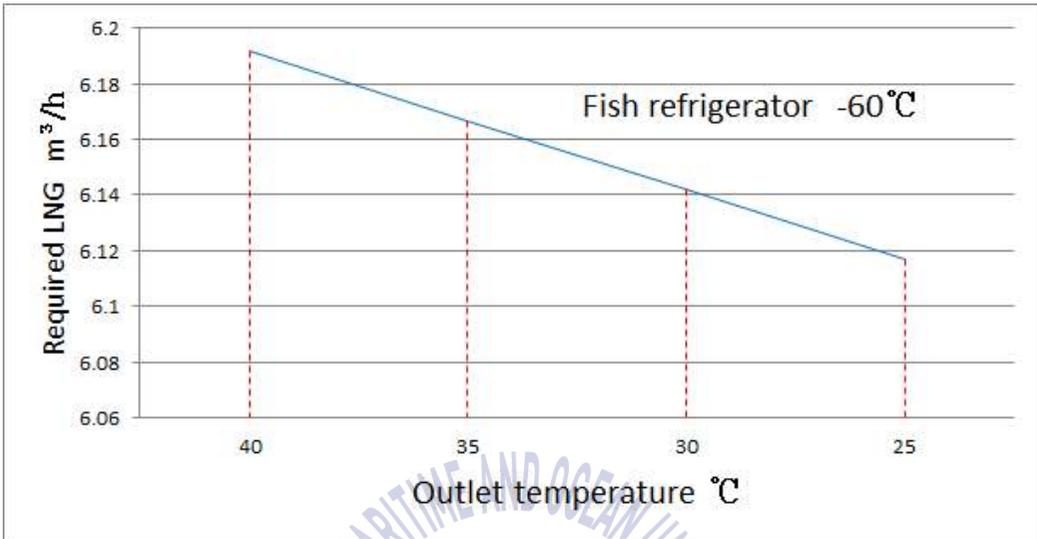


Fig. 3.76 LNG mass by outlet temp. in vegetable refrigerator

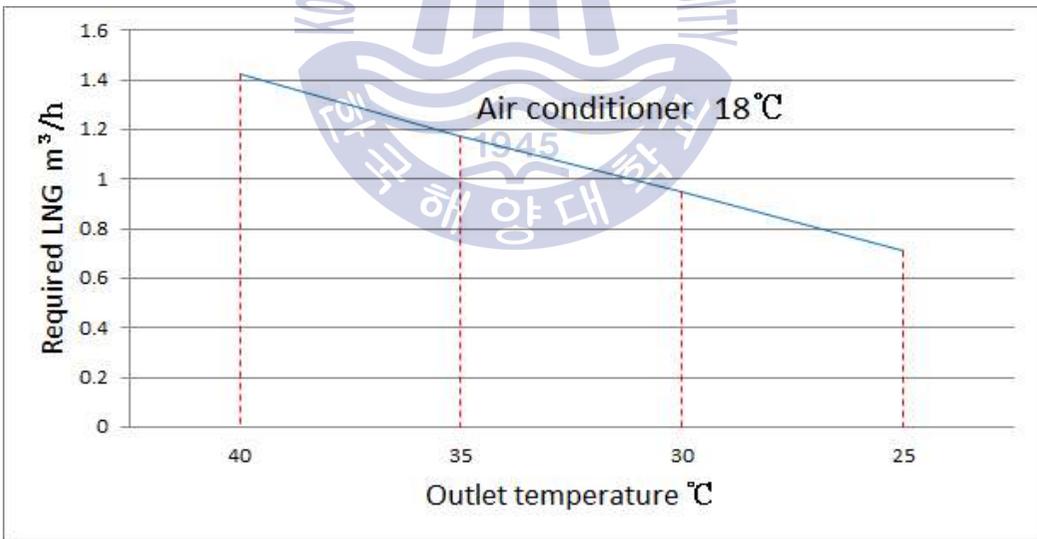


Fig. 3.77 LNG mass by outlet temp. in accommodation

그래프의 결과로 외기온도 변화에 따른 LNG 소요량의 차이는 열전도율이 낮은 단열 재료일 경우 냉동실의 물량변화에 비해 그렇게 크지 않으며 이는 단열 벽 재료의 선택에 따라 달라질 수가 있어 단열재의 열전도율이 중요한 변수가 된다.

### 3.8 적용모델의 경제성 평가

#### 3.8.1 기계식 압축냉동시스템의 생산비용

##### 1) 자체발전기 가동 시

총 2,040kWh의 소모전력을 생산하기 위해 필요한 연료소모량은 12,095l/day로서 금액으로 환산하면 471,712천원/월이다.

##### 2) 육상전기 사용 시

해안이나 연안에 접안 후에 육상전기를 사용할 경우에는 추진장치와 엔진룸 보조기계 등의 용량을 제외한 총 1,040kWh의 전력소모량을 한국전력 kW당 110원 기준으로 82,368천원/월의 전기료로 계산된다.

#### 3.8.2 LNG 냉열시스템의 생산비용

##### 1) LNG소모량 및 비용

###### 1-1) LNG 소모량

냉열에너지로 사용된 시간당 3,537 kg/h의 LNG는 월간 소모량으로 환산하면  $3,528\text{kg/h} \times 24\text{h} \times 30\text{day} = 2,540,381\text{ kg/m} = 2,540.381\text{ ton/month}$ 가 된다.

###### 1-2) LNG 소모비용

2017년 05월 기준 아시아 Spot LNG가격인 약 5달러/MMBTU로 아래와 같이 계산하면 595,732달러(1,145원/달러)의 LNG연료비가 필요하다.

Table 3.16 LNG consumption and expense

Low calorific value	11,820kcal/kg	1BTU	1.252kcal
LNG/kg	46,901BTU	1kcal	3.968BTU
Quantity of LNG	2,540,381kg/m	Price	5USD/MMBTU
Total price	595,732USD/m	Total price	682,113,000Kwon/mon

## 2) 잉여발전량

### 2-1) 내항 DP mode

24,190kW의 발전전력의 주요 소모장비는 추진장치인 1,260kW의 DPS와 발전기용 보조기계 및 조명 등의 전력 2,460kW를 사용하고 남은 24,399kW의 잉여전력이 남는다. 이 전력은 육상그리드나 연안의 필요한 곳에 공급할 수 있다.

### 2-2) 접안 후 운전 mode

해안이나 연안에 접안 후에는 발전기엔진의 보조기계, 조명설비 등의 전력 1,200kW를 사용하고 남은 약 22,990kW의 잉여전력을 육상이나 필요한 플랜트에 공급함으로써 1개월간 전력을 수출한 수익금을 한국전력 전기료를 기준으로 계산하면 1,158,696천원/월이다.

- 한전 그리드에 수출할 경우 (70원/kWh로 환산)
- $22,990\text{kW} \times 24\text{hrs} \times 30\text{days} \times 70\text{원/kWh} = 1,158,696\text{천원/월}$

## 3.9 본 과제의 결과요약

Table 3.17 Summary of results

Total required calories	693,837 kcal/h
Total required LNG	2,540 ton/month
Power generation by LNG	24,190 kwh
Electric consumption at alongside	1,200 kWh
Excess power	22,990 kWh
Sale of surplus electricity	1,011,961 USD/mon
Cost of LNG	595,732 USD/mon
Electricity sales net profit	416,230 USD/mon
Frozen warehouse sales revenue	Unkown

본 연구논문에서 설계한 시스템의 계산결과를 정리하여 도표화하면 외기온도 40℃의 열대지방이라는 전제로 냉각열량, LNG소모량, 소요비용, 발전기의 전력생산량 및 발전소득에 의한 매출이익 등을 Table 3.17에 정리하였다.

실제 매출은 항상 변동하는 LNG의 도입시세와 한국보다 훨씬 비싼 전기료 그리고 계산되지 못한 냉동설비의 매출이익을 현실적으로 반영 합산한다면 보다 많은 수익이 발생할 것으로 예상된다.

## 제 4 장 결론

세계적으로 LNG 냉열에너지 회수사업에 적극적인 일본의 경우에는 이미 1974년부터 도쿄가스의 요코하마 니기시 기지에서 공급하는 LNG냉열을 이용하여 냉동창고를 운영하였고 또한 기지의 가까운 곳에 공기액화 분리공장 등을 운영하여 LNG 냉열에너지 회수사업이 활발하게 전개되고 있다.

우리나라의 경우, 한국가스공사에 의한 LNG의 냉열에너지 이용기술 개발의 타당성 조사 및 검증연구 보고서에 따르면 LNG 냉열에너지 활용에 있어서 지역적인 제약과 기타 문제점 등으로 관련시스템 개발 타당성에 대해 부정적이었다. 이는 우리나라와 같이 온도차가 뚜렷한 계절의 특성상, 겨울철에는 LNG 사용량이 많으며, 여름철에는 반대로 적어서 LNG냉열에너지 수요가치가 높은 여름철의 상황과 배치되기 때문이었다.

그러나 여름철이 길고 태풍의 영향이 적은 동남아시아 등지에서 LNG를 연료로 하는 발전플랜트에서의 LNG 냉열에너지를 활용하고자 하는 방안이 강구됨으로 인해 LNG 냉열에너지 활용에 대한 관심이 고조되고 있다.

한편, 대기오염에 따른 지구온난화에 대한 규제의 일환으로 국제해사기구(IMO)는 2020년부터 선박연료유의 황 함유량 기준을 0.5%로 강화할 예정이다. 이는 기존 선박용 엔진을 LNG를 연료로 하는 엔진으로 개조(retrofit)하도록 하는 사업을 증대시키고 있다. LNG를 연료로 하는 선박용 및 발전소용 엔진의 수요를 증대시키고 있는 실정이다.

본 논문에서는 선박 또는 발전소에서 LNG를 연료로 하는 엔진을 적용할 때, 투입되어야 할 LNG 기화에너지를 냉열이 필요한 냉동창고 등의 시스템으로부터 얻고자 하는 경우, 고려되어야 할 제반 설계사항에 대하여 논하였다. 특히,

냉열부하에 따른 LNG 공급 소요량 산정을 수행하였으며, 이 과정에서 LNG냉열에너지 활용시스템의 설계에 관한 제반 사항을 정리하였다.

이상의 과정으로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

열대지방의 외기온도를 40℃로 봤을 때, 동 온도에서의 냉동 또는 냉장물량에 따른 LNG의 소요량을 산정해 본 결과, -60℃ 어류 급속냉동 창고의 경우, 어류가 없는 빈 냉동실을 -60℃로 유지하기 위해 필요한 LNG량은 0.498m<sup>3</sup>/h이며 보관어류가 1톤 추가될 때마다 0.033m<sup>3</sup>/h의 LNG가 추가로 필요하다.

-25℃ 육류 급속냉동실의 경우, 육류가 없는 빈 냉동실을 -25℃로 유지하기 위해 필요한 LNG량은 0.135m<sup>3</sup>/h이며 보관해야할 육류가 1톤 추가될 때마다 0.042m<sup>3</sup>/h의 LNG가 추가로 필요하다.

4℃의 야채 냉장실의 경우, 냉장물이 없는 빈 냉장실을 4℃로 유지하기 위해 필요한 LNG량은 0.027m<sup>3</sup>/h이며 보관해야할 야채가 1톤 추가될 때마다 0.0127m<sup>3</sup>/h의 LNG가 추가로 필요하다.

선실냉방(1320m<sup>3</sup>)에서 실내 온도설정에 따른 LNG소요량을 산정하였으며, 기준온도를 18℃로 하였을 때, 선실온도 1℃를 떨어뜨리는 데에는 LNG는 0.048m<sup>3</sup>/h가 추가로 필요하다.

열대지방의 외기온도가 각각 35℃, 30℃, 25℃일 때에 어류 급속냉동 창고, 육류 급속냉동실, 야채 냉장실, 선실냉방의 경우에 있어서도 LNG소요량을 산정해 본 결과, 40℃에서의 LNG소요량 대비 5℃ 증가할 때마다 어류 급속냉동 창고의 경우 0.4%정도 감소하였고, 육류 급속냉동실의 경우 1.1%정도 감소하였다. 또한, 야채 냉장실의 경우 2.3%정도 감소하였고, 선실냉방의 경우 16.7%정도 감소하였다.

## 감사의 글

그 때 학위공부를 꼭 해야 하나 하는 갈등과 그냥 편하게 보낼 수도 있는데 웬 고생을 하려고 하느냐는 주위의 만류 속에서 하지 않는다면 세월이 지난 후 오늘을 상상해 볼 때 반드시 후회하리라는 확신으로 바쁜 와중에서도 무작정 시작했다.

학위공부를 한 지난 시간들을 상기해 보면 10년만 젊었어도 하면서 매년 10년 후에도 똑같은 말을 하면서 후회를 해 왔지만 이번의 학위공부는 내 인생에 가장 올바른 판단과 결심이었던 것 같다.

오늘 이 한편의 논문을 완성할 수 있도록 격려와 연구과정 전반에 걸쳐 열정적으로 이끌어주신 도덕희 지도교수님께 무한한 감사와 존경을 표합니다.

그리고 심사과정에서 세심한 지도와 격려를 아끼지 않으셨던 황광일교수님, 백태실교수님, 김영호박사님 그리고 기꺼이 심사위원장을 맡아 각별히 지도해주신 최재혁교수님께 진심으로 감사를 드립니다.

연구하는 과정에 자주 집에 못 들어가도 헌신적인 뒷바라지와 이해를 해준 사랑하는 아내, 늦은 학위 공부에 격려를 아끼지 않은 아들, 딸, 사위 그리고 너무 무리하지 말라고 항상 걱정과 용기를 주시던 어머니께 깊은 고마움을 전합니다.

## 참고문헌

### ● References :

- [1] 노동훈, “최근 세계 온실가스 배출추이와 시사점”, WORLD ENERGY INSIGHT, 2016. 2.5, p. 3
- [2] 환경부, “발리 로드맵 채택과 Post Kyoto 협상전략 연구”, 2008. 7
- [3] Tom Jackson, “Chilled: How Refrigeration Changed the World and Might Do So Again”, 2016. 10
- [4] Myoung-Ho. Lee, “Offshore Plant Executive”, 2016, p. 214~234 ISSN 978-89-5613-805 3
- [5] 이윤표, “LNG 미활용 냉열이용을 위한 연구과제”
- [6] KOGAS, “Feasibility Survey and Experimental Verification on Technical Development for Cold Energy Use”, 2006
- [7] Dong-Hoon. Park, Sang-kook. Yun, “ Study of the air liquefaction system using the LNG cold energy, 2006. p.233-234
- [8] 김정옥, “일본 LNG 냉열이용 동결냉장 및 냉동식품 사업현황 실태조사”, 대한설비공학회, 2000.
- [9] 이성주, “LNG 냉열이용 냉동 및 냉장”, 2004. 03.
- [10] 신성냉열, “Technical Support about Cold-Hot Industry”
- [11] J.P. HOLMAN, “Heat Transfer 10<sup>th</sup> edition”, ISBN 978-0-07-352936-3

### ● Bibliography

1. 박광서, 박남섭, 임옥선, 이석용, 최승훈, 오태균, 이연원, 김동균, “냉동 및 공기조화”, ISBN 979-11-85504-44-5 진생미디어, 2015.8.1.
2. 박정규, 허인규, “시스템 에어컨 개론”, 선학출판사 ISBN 978-89-5613-513-7 93550, 2012.01.20.
3. 이종수, 류지오, 하옥남, 김진홍, 강형수, “냉동공학 실무”, 선학출판사 ISBN 89-5613-158-9, 2008.7.10.

4. 오인호, 노기덕, 오철, 양경욱, 이재현, 정은석, “선박보조기계 제4판”, 다솜출판사, ISBN 978-89-5562-280-5, 2010.08.
5. 군순익, “알기 쉬운 열유체역학”, 원창출판사, ISBN 978-89-8417-579-2 93420, 2011.09.20.
6. Xiaojun. Shi, Defu. Che, “A combined power cycle utilizing low-temperature waste heat and LNG cold energy”, 9 December 2008.
7. Wensheng. Lin, Na. Zhang, Anzhong. Gu, “LNG: A necessary part in China’ s future energy infrastructure”, 30 June 2009.
8. Na. Zhang, Noam. Lior, Meng. Liu, Wei. Han, “A novel CO<sub>2</sub>-capturing oxy-fuel power system with LNG coldness energy utilization”, 13 May 2009.
9. Yanni. Liu, Kaihua. Guo, “A novel cryogenic power cycle for LNG cold energy recovery”, 16 March 2011.
10. T. Lu, K.S. Wang, “Analysis and optimization of a cascading power cycle with LNG cold energy recovery”, 3 July 2008.
11. In. Hwan. Choi, Sangick. Lee, Yutaek. Seo, Daejun. Chang, “Analysis and optimization of cascade Rankine cycle for LNG cold energy recovery”, 2 Oct 2013.
12. Wang. Qiang, Li. Yanzhong, Wang. Jiang, “Analysis of power cycle based on cold energy of LNG and low-grade heat source”, 28 Sep 2003.
13. E. Querol, B. Gonzalez-Regueral, J. García-Torrent, Alberto. Ramos, “Available power generation cycles to be coupled with the LNG vaporization process in a Spanish LNG terminal”, 13 Jan 2011.
14. Hongtan. Liu, Lixin. You, “Characteristics and applications of the cold heat exergy of LNG”, 22 Jan 1999.
15. Vincenzo. La. Rocca, “Cold recovery during re-gasification of LNG part one: Cold utilization far from the re-gasification facility”, 19 Feb 2010.
16. S.B. Riffat, Guoquan. Qiu, “Comparative investigation of thermoelectric

- air-conditioners versus vapour compression and absorption air-conditioners” , 13 May 2004.
17. K.H. Yang, S.C. Wu, “Design analysis of a refrigerated warehouse using LNG cold energy” , 9 January 2003.
18. Geun. Sik. Lee, “Design and Exergy Analysis for a Combined Cycle of Liquid/Solid CO<sub>2</sub> Production and Gas Turbine using LNG Cold/Hot Energy” , 2007.
19. Young. Kyong. Jo, Jin-Kyeong Kim, Soon. Geul. Lee, Yong. Tae. Kang, “Development of type 2 solution transportation absorption system for utilizing LNG cold energy” , 15 January 2007.
20. Toshiro. Otsuka, “Evolution of an LNG Terminal: Senboku Terminal of Osaka Gas” , 2006.
21. Hongbo. Tan, Yanzhong. Li, Hanfei. Tuo, Man. Zhou, Baocong. Tian, “Experimental study on liquid/solid phase change for cold energy storage of LNG refrigerated vehicle” , 25 January 2010.
22. BAJ. Feifei, ZHANG. Zaoxiao, “Integration of Low-level Waste Heat Recovery and LNG Cold Energy Utilization” , 2008.
23. Antonio. Messineo, Giuseppe. Panno, “LNG cold energy use in agro-food industry: A case study in Sicily” , 1 April 2011.
24. Heinz. Kotzot, Charles. Durr, David. Coyle, Chris. Caswell, “LNG Liquefaction -Not all plants are created equal”
25. Shimin. Deng, Hongguang. Jin, Ruixian. Cai, Rumou Lin, “Novel cogeneration power system with LNG cryogenic exergy utilization” , 31 March 2003.
26. G. Bisio, L. Tagliafico, “On the recovery of LNG physical exergy by means of a simple cycle or a complex system” , 1 June 2001.
27. Mehdi. Mehrpooya, Mohammad. Mehdi, Moftakhari. Sharifzadeh, Marc. A.

Rosen, “Optimum design and exergy analysis of a novel cryogenic air separation process with LNG cold energy utilization” , 14 September 2015.

28. Wei. Sun, Peng. Hu, Zeshao. Chen, Lei. Jia, “Performance of cryogenic thermoelectric generators in LNG cold energy utilization” , 3 July 2004.

29. Antonio. Messineo, Domenico. Panno, “Potential applications using LNG cold energy in Sicily” , 25 February 2008.

30. T.S. Kim, S.T. Ro, “Power augmentation of combined cycle power plants using cold energy of liquefied natural gas” , 12 April 1999.

31. Y. Hisazumi, Y. Yamasaki, S. Sugiyama, “Proposal for a high efficiency LNG power-generation system utilizing waste heat from the combined cycle” , 9 September 1998.

32. Jinghong. Lian, Bing. Xia, Yebin. Yin, Guang. Yang, Yue. Yang, Xiang. Goua, Enyu. Wang, Liansheng. Liu, Jinxiang. Wu, “Research on High Efficient Utilization of LNG Cold Energy” , 2015.

33. Hoyeon. Kim, Seongho. Hong, “Review on Economical efficiency of LNG cold energy use in South Korea” , 2006.

34. Heng. Sun, Hongmei. Zhu, Feng. Liu, He. Ding, “Simulation and optimization of a novel Rankine power cycle for recovering cold energy from liquefied natural gas using a mixed working fluid” , 26 April 2014.

35. Takayuki. Yamamoto, Yukio. Fujiwara, “The accomplishment of 100 utilisation of LNG cold energy” , 2012.

36. Jianyong. Wang, Jiangfeng. Wang, Yiping. Dai, Pan. Zhao,

“Thermodynamic analysis and optimization of a transcritical CO<sub>2</sub> geothermal power generation system based on the cold energy utilization of LNG” , 2 June 2014.

37. Jianyong. Wang, Jiangfeng. Wang, Yiping. Dai, Pan. Zhao,

“Thermodynamic analysis and optimization of an ammonia-water power

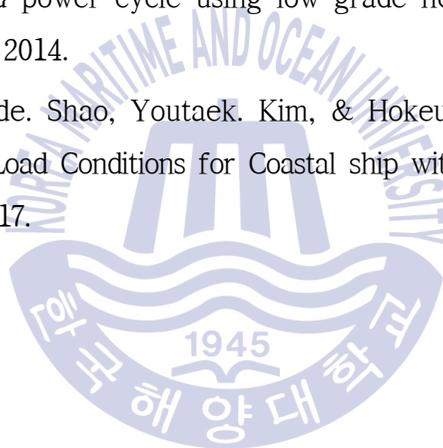
system with LNG as its heat sink” , 28 December 2012.

38. Manuel. Romero. Gómez, Ramón. Ferreiro. Garcia, Javier. Romero. Gómez, José. Carbia. Carril, “Thermodynamic analysis of a Brayton cycle and Rankine cycle arranged in series exploiting the cold exergy of LNG” , 28 January 2014.

39. Huan. Wang, Xiaojun. Shi, Defu. Che, “Thermodynamic optimization of the operating parameters for a combined power cycle utilizing low-temperature waste heat and LNG cold energy” , 7 June 2013.

40. Kyoung. Hoon. Kim, Kyung. Chun. Kim, “Thermodynamic performance analysis of a combined power cycle using low grade heat source and LNG cold energy” , 9 May 2014.

41. Myoungho. Lee, Yude. Shao, Youtaek. Kim, & Hokeun. Kang, “Performance Evaluation on Various Load Conditions for Coastal ship with LNG Fuelled System” , 1 January 2017.



## 부 록

### Abbreviation Description(용어집)

Acid gas :

천연가스나 석유 가스에 많이 섞여있는 H<sub>2</sub>S, CO<sub>2</sub>등과 같은 산성가스를 칭하며 엄격히 말하면 H<sub>2</sub>S를 많이 포함한 가스를 sour gas라고 하고 CO<sub>2</sub>같은 산성 가스를 acid gas라 한다.

AHU(Air Handling Unit) :

선실의 공기조화시스템으로 증발기와 냉기 공급 팬을 포함한다.

BOG(Boil Off Gas) :

LNG가 배관이나 탱크 등 밀폐된 공간에서 boiling point이상의 온도로 올라가서 증발된 천연가스를 정의한다.

Brine :

냉동시스템의 직접적인 내부 증발냉열을 외부로 순환하면서 간접적으로 열을 운반하는 매개체로서 종류에는 염화칼슘, 에틸알코올 등 여러 가지가 있다.

Cascade :

냉동사이클 특히 LNG액화 사이클에서 한 번에 목표 온도까지 달성할 수 없을 경우 단계적으로 냉각하는 등의 다단계 방식을 말한다.

City gas 도시가스 :

LNG 공급기지에서 기체의 형태로 기화시켜 수요자에게 바로 사용할 수 있도록 온도와 압력을 조정한 메탄가스.

Cryogenic :

LNG, LN<sub>2</sub> 등의 -100°C 이하의 초저온

DF Engine :

Dual fuel engine이라는 의미로 필요에 따라 Diesel oil 같은 연료유와 가스를 항상 연료로 사용할 수 있는 엔진을 말한다.

DPS(Dynamic Positioning System) :

동적위치제어 시스템이라고 하며 해양플랜트 혹은 관련선박들이 목표한 위치에서 항상 자기의 위치와 방향을 유지할 수 있는 시스템을 말한다.

Exergy :

Eenergy가 이론적으로 그 물질이 가지고 있는 에너지라면 엑서지는 그물질이 처해있는 환경에 따라 실제로 에너지로 화원될 수 있는 량을 말한다.

Grid :

육상의 전력공급 시스템을 말한다..

HHC(Heavy Hydro Carbon) :

프로판( $C_3H_8$ )을 포함하여 탄소가 3개 이상인 hydrocarbon을 HHC라고 하며 그 중에서도  $C_3\sim C_4$ 는 상온에서 가스 상태로 존재하며  $C_5$ 이상의 탄화수소는 상온에서 액체 상태로 존재하는 NGL(Natural Gas Liquid)이라고 한다.

Joule-Thomson :

줄과 영국의 물리학자 윌리엄톰슨은 1852년 “줄 톰슨효과” 라는 것을 열역학에 대한 새로운 법칙을 발견했는데 “압축된 기체를 좁은 관이나 구멍을 통해 팽창시키면 기체의 온도가 내려간다” 라는 이론을 만들었다.

Metal forming :

금속의 소성을 이용한 가공을 통칭하는 말이다.

MMBTU :

국제 LNG열량 단위로서 Million Metric British Thermal Unit의 약어

MR :

Mixed Refrigerant의 약어로 순수냉매와 대별되는 것으로 초저온으로 냉각하기 위해 기존의 다단계나 cascade냉각시스템에서 사용되는 여러 개의 순수냉매대신에 비등점이 다른 두 개 이상의 냉매를 혼합한 냉매다.

NGL :

탄화수소는 탄소와 수소만으로 이루어진 유기화합물로서 액화공정에 필요한 가장 가볍고 간단한 탄화수소는 탄소1개와 수소4개로 이루어진 메탄( $CH_4$ )이며 프로판( $C_3H_8$ )을 포함하여 탄소가 3개 이상인 탄화수소를 HHC(Heavy Hydro Carbon)라고 하며 그 중에서도  $C_3\sim C_4$ 는 상온에서 가스 상태로 존재하며  $C_5$ 이상의 탄화수소는 상온에서 액체 상태로 존재하는 것을 Natural Gas Liquid의 약어인 NGL이라고 한다.

ORC :

Organic Rankine Cycle의 약어로 유기랭킨사이클을 말한다.

Refrigeration crushing :

고무 등을 분쇄하기 위해서는 그라인딩 하는 방법이 있지만 초저온으로 냉각시켜 압력을 가하면 쉽게 부서지는 원리를 이용한 저온 분쇄 방법이다.

Sour gas :

천연가스나 석유 가스에 많이 섞여있는  $H_2S$ ,  $CO_2$ 등과 같은 산성가스 중에  $CO_2$ 같은 산성가스를 acid gas라고 하며  $H_2S$ 를 많이 포함한 가스를 sour gas라고 한다.

Toe :

Ton of Oil Equivalent의 약어로 지구상에 존재하는 모든 에너지원의 발열량에 기초해서 이를 석유의 발열량으로 환산한 것으로 1Toe는 1,000만kcal에 해당한다.

USRT :

미국 냉동톤 US Refrigerant Ton의 약어로 1RT라는 의미는 1톤의  $0^{\circ}C$ 물을 24시간동안  $0^{\circ}C$ 의 얼음으로 만드는데 필요한 열량으로 얼음의 잠열을 계산하면  $72,576kcal/24h$ 이다. 따라서 1 USRT는  $3,024kcal/h$ 이다.

Utility system :

선박이나 해양플랜트에서 목적시스템인 화물운송, 해저개발의 역할을 할 수 있도록 필요한 전력, 유압, 공압, 물 등을 만들어 제공하는 기관실 시스템을 정의한다.

Vaporizer :

LNG등 액화가스를 기체로 기화시키는 열교환기를 말한다.