



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](#)

공학석사 학위논문

액화천연가스 고압 연료공급시스템의
운전특성에 관한 연구

A Study on Operational Characteristics of
High Pressure LNG Fuel Gas Supply System



지도교수 조 권 희

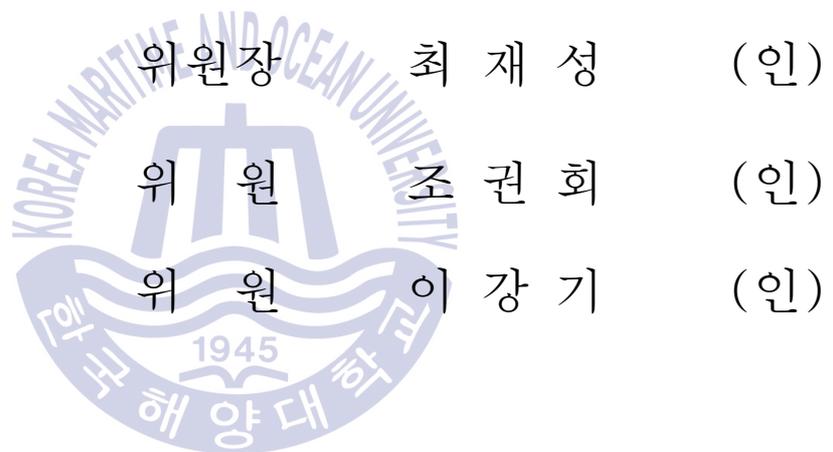
2017 년 2 월

한국해양대학교 대학원

기관시스템공학과

천 정 민

본 논문을 천정민의 공학석사 학위논문으로 인준함.



2016년 12월

한국해양대학교 대학원

목 차

List of Tables	I
List of Figures	iii
Abstract	iv
제 1 장 서 론	1
1.1 연구 배경	1
1.2 연구의 목적	4
제 2 장 가스 엔진 및 LNG 연료추진선박의 특성	5
2.1 가스엔진의 특성	5
2.1.1 LNG 주 성분 및 특성	5
2.1.2 LNG 연소 특성	9
2.1.3 디젤 사이클을 적용한 가스 엔진	14
2.1.4 오토 사이클을 적용한 가스 엔진	16
2.2 LNG 연료공급시스템	22
2.2.1 가스연료공급시스템의 개요	22
2.2.2 가스연료공급시스템의 주요 구성품	28
제 3 장 LNG 연료공급시스템의 공정 설계 및 성능평가	33
3.1 공정설계를 위한 상태방정식의 선정	33
3.2 대상엔진 선정 및 LNG 연료공급시스템의 용량산정	36
3.2.1 대상엔진 선정	36
3.2.2 LNG 연료공급시스템 공정설계 개념	39
3.2.3 LNG 연료공급시스템 공정설계 및 결과	47
3.3 실험용 LNG 연료공급시스템 공정흐름도 선정	47
3.4 실험용 LNG 연료공급시스템 정적상태 모델링	48
3.5 실험을 통한 저압펌프의 적정공급압력 도출	52

3.6 실험을 통한 고압 LNG 연료공급시스템의 운전 특성 및 보완점	57
제 4 장 결 론	59
참고문헌	62



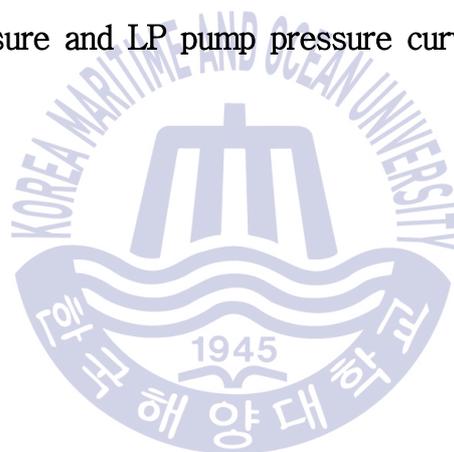
List of Tables

Table 1.1 Carbon content conversion factor for fuel type	2
Table 2.1 Methane, Ethane, Propane properties	6
Table 2.2 LNG Composition	6
Table 2.3 Comparison of calorific c value ship's fuel	7
Table 2.4 Properties of LNG	8
Table 2.5 Properties of LNG reaction formula	9
Table 2.6 In 2015, comparison of methane number following area of production ·	12
Table 2.6 FGSS component for Engine type	22
Table 2.7 Comparison for each LNG tank	28
Table 3.1 In equation of state, u, w value, Z_c (compressibility factor) ...	35
Table 3.2 12S90ME–C10.5–GI (ISO condition)	36
Table 3.3 12S90ME–C10.5–GI Gas & oil consumption (ISO Condition, LCV 50,000 kJ/kg)	36
Table 3.4 Pilot oil consumption (ISO condition, LCV 50,000 kJ/kg) ...	38
Table 3.5 Required for criteria of fuel gas supply system	39
Table 3.6 6L35/42DF generator specification	40
Table 3.7 LNG and NG composition	40
Table 3.8 Design criteria of fuel gas supply system	41
Table 3.9 LNG fuel supply system process design result for 12S90 ME–GI and 6L35/44DF x 4 Sets	44
Table 3.10 Comparison for HFO and LNG at 12S90ME–GI	45
Table 3.11 Steady static process design at test facility	50
Table 3.12 Operating range of LNG fuel supply system	50
Table 3.13 Specification of test facility component	51
Table 3.14 Power consumption for HP pump suction pressure(ΔP) by simulation	52
Table 3.15 Test result of LNG fuel gas supply system in LN_2	55

List of Figures

Fig.1.1 Forecast for LNG fuel consumption and increasing of LNG fuelled ship	3
Fig.2.1 Methane critical pressure graph	7
Fig.2.2 Distribution map for Wobbe Index	10
Fig.2.3 Analysis for methane number calculation result	11
Fig.2.4 Methane number distribution in the world	13
Fig.2.5 Comparison of methane number and Wobbe Index	13
Fig.2.6 ME-GI gas combustion control	15
Fig.2.7 X-DF engine combustion process	16
Fig.2.8 Lean burn Otto cycle combustion limits	17
Fig.2.9 Example of 'rich', 'normal', and 'lean' combustion	18
Fig.2.10 Comparison of pre-chamber and open chamber pilot	19
Fig.2.11 Example of pressure trace in pre-chamber	20
Fig.2.12 X-DF engine gas admission valve arrangement	21
Fig.2.13 X-DF engine pilot fuel injectors and main fuel injector	21
Fig.2.14 Example of LNG fuel supply system(gas compressor type)	23
Fig.2.15 Example of LNG fuel supply system(High pressure pump type)	24
Fig.2.16 Example of LNG fuel supply system(Pressure vapourizer Unit type)	26
Fig.2.17 Diagram of LNG fuel supply system for X-DF engine	27
Fig.2.18 LNG fuelled container vessel tank arrangement	29
Fig.2.19 Fuel gas pump(Low pressure pump) control diagram	30
Fig.2.20 1,100 horsepower cryogenic reciprocating pump performance map in 60Hz	31
Fig.2.21 Shell & tube heat exchanger cryogenic test	32

Fig.3.1 Fuel gas supply system(pump type) for 12S90ME–GI and 6L35/44DF x 4 Sets	43
Fig.3.2 Fuel gas supply system(compressor type) for 12S90ME–GI and 6L35/44DF x 4 sets	44
Fig.3.3 LNG fuel supply system process flow diagram	47
Fig.3.4 Steady static process design at test facility(13,930 kg/h)	48
Fig.3.5 Steady static process design at test facility(10,630 kg/h)	49
Fig.3.6 Steady static process design at test facility(9,378 kg/h)	49
Fig.3.7 LN ₂ based Steady static process design at test facility(13,930 kg/h) ..	53
Fig.3.8 Test facility of LNG fuel gas supply system	54
Fig.3.9 Graph for product pressure of HP pump and LP pump	57
Fig.3.10 LP pump pressure pulsation at rapidly increasing HP pump pressure ..	58
Fig.3.11 HP pump pressure and LP pump pressure curve with HP pump	59



A Study on Operational Characteristics of High Pressure LNG Fuel Gas Supply System

Cheon, Jeong Min

Department of Marine System Engineering
Graduate School of Korea Maritime University

Abstract

The 70th MEPC held in IMO on October 2016 decided that ship's fuel oil which contains sulfur under 0.5% can be used only from 2020. Heavy fuel oil included over 0.5% sulfur will not be able to use ship's fuel. Due to this reason, alternative fuels, such as low sulfur fuel, MDO, MGO, LNG, Methanol etc, are suggested. Especially LNG is being evaluated as the most suitable alternative fuel because of its economic feasibility and effectiveness of reducing emissions. So an increase in order for engines which use LNG and LNG supply facilities is expected. But there is lack of accumulated experiences about high pressure LNG fuel supply system, because it is a system developed recently. Therefore, LNG fuel supply

system was designed and studied by process design system software. Because LP pump product pressure is difficult optimized pressure to define. In this paper, conduct an experiment by LNG fuel supply system test facility about optimized LP pump product pressure. Also, it is important that cooling LNG fuel supply system down under specific degree before operation because LNG fuel supply system applied cryogenic fluid. However, there is difficulty of defining optimal cool down temperature. So optimal cool down temperature was defined by process simulation software. Recently, imperfection of high pressure LNG fuel supply system stood out, one of them is pulsation of discharge pressure. The purpose of this thesis is to study pulsation of LNG fuel supply system by experiment, and suggest improved operation method.

KEY WORDS: LNG 액화천연가스; Cool down temperature 예냉온도; Booster pump 가압펌프; Fuel gas supply system 가스연료공급시스템; Process simulation 공정 시뮬레이션



제 1 장 서 론

1.1 연구 배경

기후변화에 대한 국가간 협의체(IPCC, Intergovernmental Panel on Climate Change)의 제 5차 보고서는 미래의 기후변화와 기후변화가 초래할 위험과 영향을 평가하였다. 또한 본 보고서는 온실 가스배출로 인하여 인간계 및 생태계에 심각하고 광범위한 변화가 발생하고 있고 돌이킬 수 없을 변화가 발생할 것이라고 경고하였다.

미국국립과학원(NAS, National Academy of Sciences)은 지구온난화로 해수면이 상승하는 폭이 매년 2.74 mm로 기존의 연구보다 증가폭이 높다는 보고서를 2016년 초 발표하였다. 이로 인하여 남태평양 피지 인근의 투발루지역의 9개 섬 중 2개 섬은 이미 가라앉게 되었고 50년 뒤 나머지 7개 섬 또한 가라앉게 될 것이라고 예측하고 있다.

위와 같은 지구온난화로 인하여 2016년 4월 22일 파리 기후협약을 채택하였고 195개국이 온실가스 감축의무를 가지게 되는 것이다. 파리기후협약은 기온상승을 기존 2°C 보다 낮은 1.5°C 이하로 할 수 있도록 노력하며 2050년 까지 지구촌 온실가스 배출량을 '순수 0'으로 하는 것을 목표로 하고 있다.

선박의 경우 IMO(International Maritime Organization, 국제해사기구)에서 대기오염의 심각성을 인지하고 배기배출물 감축을 위한 각종 규제가 시작되었으며 각 국가에서는 ECA(Emission Control Area, 배기배출물 제한지역) 지정을 통하여 배기배출물 규제를 시작하였다. EEDI(Energy Efficiency Design Index, 신조선 에너지 설계 효율 지수), EEOI(Energy Efficiency Operation Index, 운항 선박 에너지 효율 지수) 등 온실가스를 감축하기 위한 규제와 TierⅢ를 통한 NO_x(질소산화물) 규제, SECA(Sulfur Emission Control Area)를 통한 SO_x(황산화물) 규제를 하고 있다. 특히 황산화물의 경

우 제 70차 해양환경보호위원회에서 2020년부터 전 해역의 황산화물 규제를 시작함으로써 배기배출물에 대한 규제가 더욱 강화되어 선박의 부가적인 장비 또는 연료의 전환이 필요하게 되었다.

이에 따라 엔진 제조사 및 조선사에서는 초장행정엔진(G and X type engine)을 통한 주추진기관의 에너지 효율 향상, 에너지 효율 향상 장비(ESS, Energy Saving System), 배기가스 순환(EGR, Exhaust Gas Recirculation) 시스템, 선택적 환원촉매(SCR, Selective Catalytic Reduction) 시스템 등 다양한 시스템을 규제의 해결책으로 연구를 진행하였다. 뿐만 아니라 기존의 연료인 잔사연료유(HFO), MDO 등을 대체할 수 있는 대체 연료에 대한 연구가 진행되었고 LNG(Liquefied natural Gas) 연료를 사용하는 엔진이 주요한 해결책으로 대두되었다.

또한 MEPC 62차 회의에서 신조선 에너지 효율지표(EEDI)와 선박에너지효율관리계획(SEEMP, Ship Energy Management Plan)을 채택하였다. LNG는 친환경 연료로서 이산화탄소 배출계수가 타 연료에 비하여 낮기 때문에 이산화탄소 배출량이 저감된다. Table 1.1은 국제해사기구에서 발표한 연료별 이산화탄소 배출계수이다.

Table 1.1 Carbon content conversion factor for fuel type^[1]

Fuel Type	CF (t-CO ₂ / t-Fuel)
Diesel/Gas Oil (e.g. ISO 8127 Grades DMX through DMB)	3.206
Light Fuel Oil (LFO) (e.g. ISO 8127 Grades RMA through RMD)	3.151
Heavy Fuel Oil (HFO) (e.g. ISO 8127 Grades RME through RMK)	3.114
Liquefied Petroleum Gas (LPG) (Propane)	3.000
Liquefied Petroleum Gas (LPG) (Butane)	3.030
Liquefied Natural Gas (LNG)	2.750
Methanol	1.375
Ethanol	1.913

그러나 현재까지 LNG 연료추진선 개조 및 신조선의 가격경쟁력 부족, LNG 연료의 가격 경쟁력 부족 등 다양한 이유로 LNG 연료의 본격적인 사용이 이루어지지 않고 있다. 따라서 EEDI를 만족시키기 위하여 선형의 개선, 엔진의 효율 개선, 에너지 저감설비 탑재 등 다양한 시도를 하고 있다. 그러나 최근 EEDI를 만족하기 위한 과도한 정격출력조절(Derating), 최소추진출력 부족으로 인한 조종성능 저하, 축계의 피로가중 등 다양한 문제가 발생하였으며 MEPC 70차 회의에서 최소추진출력에 대

한 연구 결과가 발표되었다. 따라서 이산화탄소, 황 저감을 가능토록 LNG를 연료로 하는 선박이 점차 증가될 것으로 예상이 되고 있다.

LNG는 메탄을 주성분으로 하는 연료로서 연료에 황산화물이 적게 포함되어 있으며 탄소분자 1개, 수소분자 4개로 이루어진 연료로 위에서 언급하였듯이 이산화탄소 배출 감소에 효과가 있으며 기존 선박 연료인 중유를 대체할 수 있는 연료로 평가 받고 있다. 로이드 선급의 발표 자료에 따르면 LNG를 연료로 하는 선박은 2020년을 기준으로 급증할 것으로 예상하고 있다. Fig.1.1에서 보여주는 LNG Fuelled ship deep sea shipping의 자료에 따르면 LNG 병커링 물량은 현재보다 약 70 배 가량 증가할 것으로 예상되며 LNG 연료추진선은 2025년 까지 최대 1,963척으로 증가될 것으로 예상하고 있다.

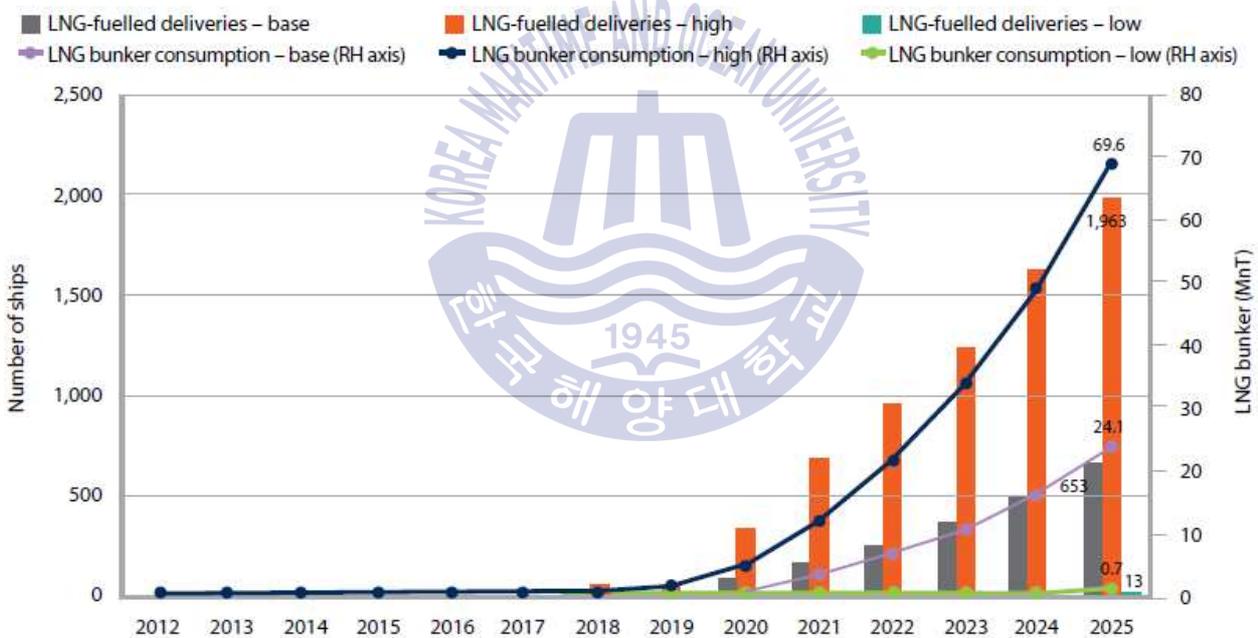


Fig.1.1 Forecast for LNG fuel consumption and increasing of LNG fuelled ship^[2]

LNG 연료추진선박은 기존 연료인 중유와 가스를 함께 사용할 수 있는 이중연료엔진(Dual fuel engine)과 연료공급시스템(Fuelled gas supply system)이 탑재되어야 한다. LNG 연료공급시스템은 엔진에 따라 고압, 저압으로 나누어지며 탑재되는 주요 구성품과 선주의 요구에 따라 다양하게 변화하게 된다. 그러나 공급압력에 따라 분리를 해보게 되면 엔진에서 요구하는 압력에 따라 고압, 저압으로 분리 된다.

1.2 연구의 목적

최근 LNG를 연료로 하는 컨테이너운반선, LNG 운반선이 운항을 시작하였으며 향후 10년 동안 전체 선박량의 10%까지 증가할 것으로 예상된다. 현재 운항 중인 2척의 엔진직결추진방식의 LNG 연료추진선박은 국내의 엔지니어링사 및 조선사에서 제작한 LNG 연료공급시스템과 가스엔진이 탑재되었으며 향후 LNG 연료추진선박의 대부분이 국내의 엔지니어링 기술을 바탕으로 개발 및 제작될 것으로 전망된다.

LNG 연료공급시스템은 저압, 고압으로 나누어지며 고압시스템의 경우 액체를 가압하는 방식과 기체를 가압하는 방식으로 나눌 수 있다. 고압의 경우 가스엔진의 피스톤이 상사점에 도착하기 직전에 가스를 분사하게 된다. 이때 실린더 내부에 미치고 있는 평균압축압력(P_{comp})보다 높은 압력으로 분사해야 하기 때문에 고압을 사용한다. 저압의 경우 압축 초기에 연료를 분사하며 분사시기에 배기 밸브는 열림 상태를 유지하기 때문에 비교적 낮은 압력에서도 분사가 가능하다.

LNG 연료공급시스템 중 액체를 가압하는 방식은 왕복동 피스톤 펌프를 활용하여 가압하는 방식을 많이 활용하고 있으며 기체 가압방식은 원심 가스압축기를 직렬로 배치하여 300 bar 까지 가압하는 방식이다. 두 가지 가압방식에 대하여 이점을 도출하고자 한다. 현재 가장 많이 활용되는 액상가압방식은 공간 활용이 용이하여 LNG 연료추진선에 많은 활용이 예상된다. LNG 연료공급시스템은 저압 펌프, 고압 펌프, 기화기, LNG 탱크 등 설비가 탑재된다. 특히 LNG 연료공급시스템은 보급화가 되고 있는 상황으로 운용 데이터가 부족하다.

따라서 본 논문에서는 LNG를 고압으로 안정적으로 공급하기 위하여 LNG 연료공급시스템의 공정설계를 수행하고, 실제 설비에서 실험을 통하여 고압펌프의 예냉 기준점 제안과 저압펌프의 토출 압력 최적화에 대하여 고찰하고자 한다.

제 2 장 가스 엔진 및 LNG 연료추진선박의 특성

2.1 가스엔진의 특성

최근 IMO는 대기오염을 방지하기 위하여 질소산화물, 황산화물에 대한 규제를 시작하였다. 질소산화물 규제인 Tier III는 2016년 1월 1일부터 발효되었으며 황산화물 규제는 MEPC(해양환경보호위원회) 70차에서 결정되어 졌다. 또한 주요 온실가스인 이산화탄소의 배출을 저감하기 위하여 EEOI, EEDI 규제를 통하여 이산화탄소 배출 감축을 요구하기 시작하였다.

위 규제에 대응하고자 SCR, EGR, ESS 등 다양한 대응책이 발표되었다. 이와 같은 후처리 설비를 통한 저감 방법만으로는 한계가 있기 때문에 대체연료에 적용에 대한 검토가 이루어 지고 있다. 그 중 가스엔진은 기존 선박의 연료(Residual fuel, MDO, MGO등)의 대체연료인 LNG를 사용하는 엔진으로서 이산화탄소 저감, 황산화물 저감, 미세먼지 저감 등 배기 배출물 저감이 뛰어난 엔진이다.

그러나 저압 가스엔진은 미연소 메탄이 그대로 대기로 방출되는 메탄슬립(Methane slip)이라는 문제점을 지니고 있다. 메탄은 주요 온실가스 중 하나로 온실가스지수 28(Global warming potential)로써 이산화탄소의 28배^[3]이다.

2.1.1 LNG 주 성분 및 특성

LNG(액화천연가스)는 메탄을 주성분으로 하여 에탄, 프로판, 질소 등을 주성분으로 하는 가스이며 시추시 혼입되어 있는 CO₂, H₂S 중질 탄화수소 등이 액화공정 이전에 제거되어 불순물이 거의 포함되어있지 않다. 화학적으로 SP3 혼성궤도에 의한 공유 결합으로 이루어져 매우 안정한 화합물 이다.

LNG는 기존 선박용 중유와 비교하였을 때 발열량이 높으며 연소 시기키 쉬운 연료이다.^[4] Table 2.1은 LNG의 주요성분인 메탄, 에탄, 프로판의 특성을 나타내는 표이다. Table 2.2는 LNG의 주요 구성을 나타내는 표이다.

Table 2.1 Methane, Ethane, Propane properties^[5]

Properties	Chemical formula	Molecular weight	Boiling point (°C)	Density		Critical temperature (°C)	Critical Pressure (MPa)	Auto-ignition temperature (°C)	Combustion scale (%)
				Liquid	Vapor				
				kg/m ³					
Methane	CH ₄	16.04	-161.5	0.42	0.716	-82.6	4.60	537	5.0~15.0
Ethane	C ₂ H ₆	30.07	-88.6	0.54	1.3562	32.2	4.87	472	2.9~13.0
Propane	C ₃ H ₈	44.10	-42.1	0.58	2.0098	96.6	4.24	450	2.0~9.5

Table 2.2 LNG Composition^[6]

Properties	Composition (%)
Methane	89.26
Ethane	8.64
Propane	1.44
i-butane	0.27
n-butane	0.35
i-pentane	0
n-pentane	0
Nitrogen	0.04

Table 2.3은 주요 연료유의 발열량을 비교한 표이다. LNG는 질량단위로 비교할 경우 총발열량 및 순발열량에서 가장 높은 발열량을 보이고 있다.

Table 2.3 Comparison of calorific value ship's fuel^[7]

Energy	Unit	Gross calorific value			Net calorific value		
		MJ	kcal	Ton of oil equivalent (10 ³ toe)	MJ	kcal	Ton of oil equivalent (10 ³ toe)
LNG	kgf	54.6	13,040	1,304	49.3	11,780	1.178
Bunker A	L	38.9	9,290	0.929	36.4	8,700	0,87
Bunker C	L	41.6	9,950	0,995	39.2	9,360	0.936
Crude Oil	kgf	44.9	10,730	1.073	42.2	10,080	1.008
Gasoline	L	32.6	7,780	0.778	30.3	7,230	0.723
Diesel oil	L	37.7	9,010	0.901	35.3	8,420	0.842

* Gross calorific value : Included latent heat of vaporization in combustion
 * Net calorific value : Excluded latent heat of vaporization in combustion
 * Ton of oil equivalent : Calorific value for 1ton of crude oil(10⁷kcal)

Fig.2.1은 메탄의 임계압력을 나타낸 그래프로서 -163°C에서는 약 0.8 bar의 임계압력을 보이고 있으며 본 논문에서 많이 다루게 되는 140°C에서는 약 5 bar의 압력을 보이고 있다.

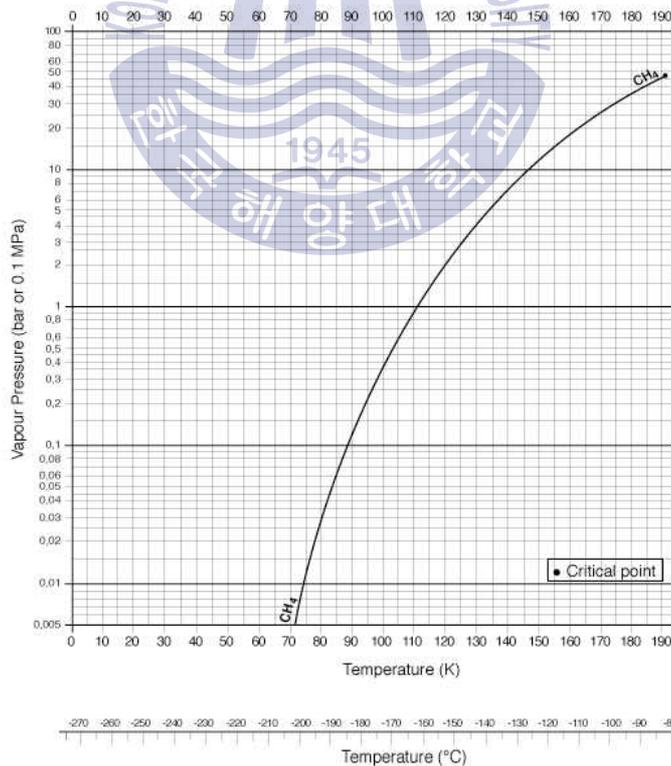


Fig.2.1 Methane critical pressure graph^[8]

Table 2.4에서는 LNG에 포함된 Methane, Ethane, Propane, Butane, Pentane, Nitrogen의 물성치 값 이다.

Table 2.4 Properties of LNG^[7]

	Methane	Ethane	Propane	Butane	Pentane	Nitrogen
Molecular Weight	16.042	30.068	44.096	58.120	72.150	28.016
Boiling point at 1 bar abs(°C)	-161	-88.6	-42.1	-0.5	36.1	-195.8
Liquid density at boiling point(kg/m ³)	0.426	0.5441	0.5807	0.6018	0.6102	0.8086
Vapour RD at 15 °C	0.553	1.04	1.55	2.00	2.49	0.97
Gas volume liquid ratio at boiling point and 1 bar abs	619	431	311	222	205	694
Flammable limits in air by Volume (%)	5.3~14	3.1~12.5	2.1~ 9.5	1.8~8.5	3~12.4	Non-flammable
Auto-ignition temperature(°C)	595	510	468	365	-	-
Gross heating value at 15°C(kJ/kg)	55,550	51,870	50,360	49,520	49,010	

2.1.2 LNG 연소 특성

LNG의 주요 성분의 연소반응식은 Table 2.5와 같다.

Table 2.5 Properties of LNG reaction formula

Methane(CH ₄)	CH ₄ + 2O ₂ → CO ₂ + 2H ₂ O
Ethane(C ₂ H ₆)	C ₂ H ₆ + 3.5O ₂ → 2CO ₂ + 3H ₂ O
Propane(C ₃ H ₈)	C ₃ H ₈ + 5O ₂ → 3CO ₂ + 4H ₂ O
Butane(C ₄ H ₁₀)	C ₄ H ₁₀ + 6.5O ₂ → 4CO ₂ + 5H ₂ O
Iso-pentane(C ₅ H ₁₂)	C ₅ H ₁₂ + 8O ₂ → 5CO ₂ + 6H ₂ O

Table 2.2의 LNG의 주요구성성분의 비율을 바탕으로 연소 반응식을 LNG 연료의 연소반응식을 식(2.1)과 같이 구성해 보았다.(저위발열량 9,550 kcal/Nm³)

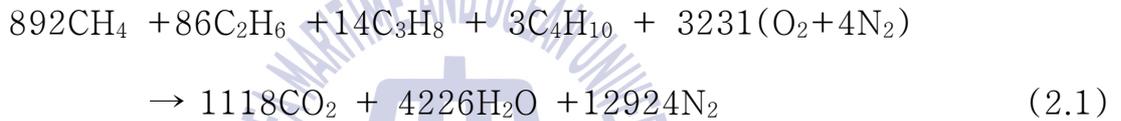


Table 2.5를 이용하여 LNG를 연소하기 위한 연소용 이론공기량은 10.57 [Nm³ Air/Nm³LNG]로 같이 유도될 수 있다.

LNG를 연소 성향을 파악하기 위해서는 CV(Calorific Value, 발열량)와 웨버지수(Wobbe Index)가 중요한 요소^[6]이다.

Wobbe Index는 식2.2와 같이 연소기에 대한 입열에너지의 크기를 나타내는 지수로써 발열량과 비중의 함수로 표시된다. 가스 호환성을 표시하는 척도로써 이용 된다.

$$W = \frac{CV}{\sqrt{\rho}} \quad (2.2)$$

- W Wobbe Number
- CV Calorific Value
- ρ 0°C, 1atm gas density

Fig.2.2는 각 국가에서 공급되는 LNG 웨버지수의 범위를 나타낸 그림이다.

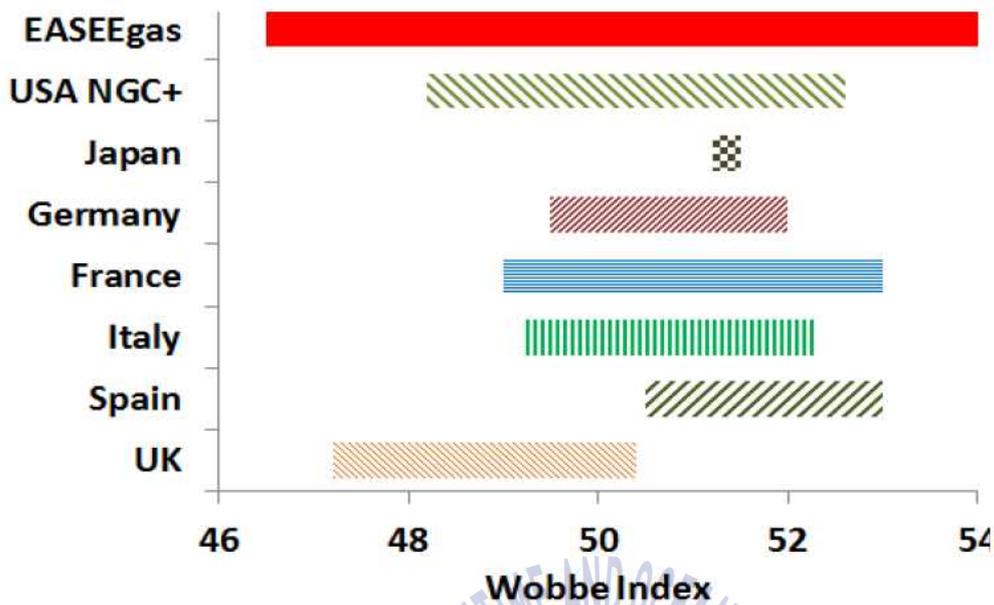


Fig.2.2 Distribution map for Wobbe Index^[9]

국내 도시가스 웨버지수는 산업통상자원부 고시를 따르며 51.50~56.52 (12,300~13,500 kcal/m³)이다. CIMAC WG 17 Gas Quality on Gas Engine Performance, 2015-07(1st Edition)의 보고서를 바탕으로 해외의 웨버지수는 국가별로 상이하며 EASEEgas(European Gas & Power Service Provider)는 의 경우 매우 넓은 웨버지수를 가지고 있는데 유럽의 다양한 국가의 LNG 공급 시스템으로 인하여 넓은 스펙트럼을 가지는 것이 특징이다.

가스엔진에 사용되는 LNG의 연소 품질을 판단하는 기준으로 메탄가(MN, Methane Number)가 사용되어진다. 메탄가를 도출해 내기 위해서는 옥탄가의 이해가 우선적으로 필요하다. 메탄가를 구하는 방식은 크게 4가지 방법이 있다. MN AVL, MN Gas 및, MN MWN, MN DGC 방식이 있다. 가스공급자와 엔진제조사 알고리즘을 통하여 1971년에 발표된 AVL Data에 근간을 둔 AVL법을 전 세계적으로 활용하고 있다.

Fig.2.3은 메탄가를 계산하는 MN AVL, MN GasCalc, MN MWM, MN DGC의 계산값의 차이를 보여주는 그래프 이다.

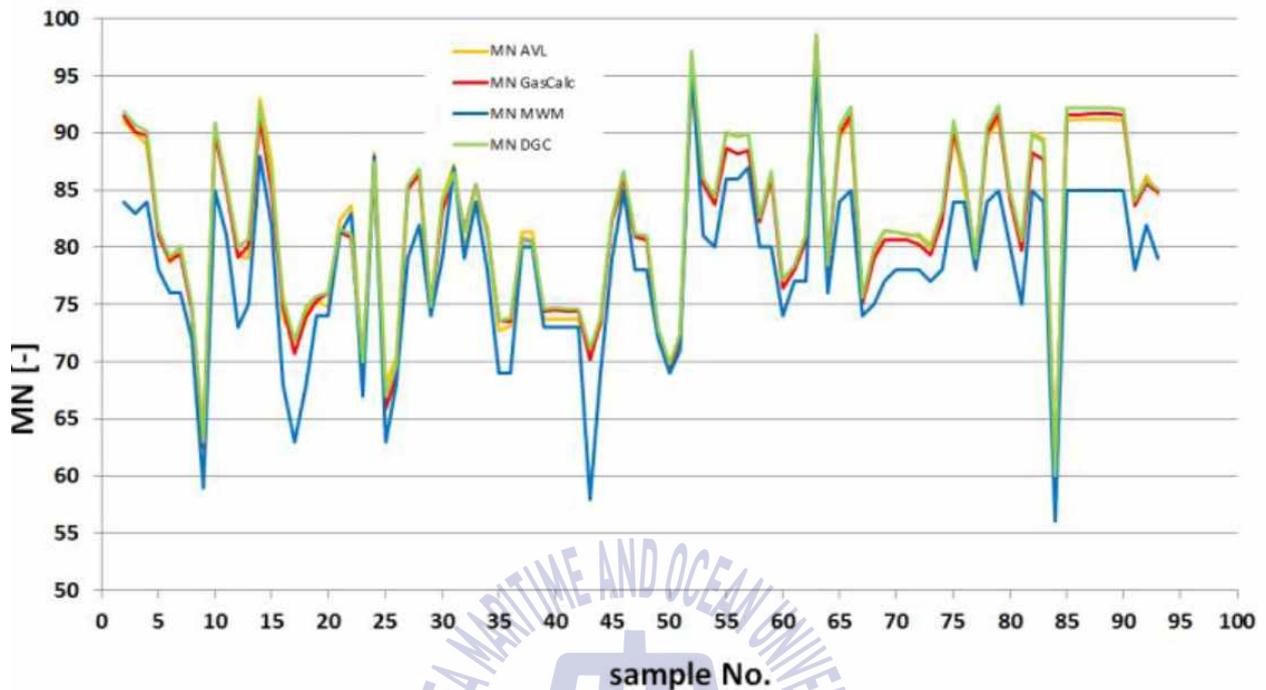


Fig.2.3 Analysis for Methane Number calculation result^[9]

옥탄가는 표준연료에 대한 시험연료의 노크 특성을 표시하는 척도로서 이소옥탄 (iso-octane, C₈H₁₈)의 옥탄가를 100, 정헵탄(Normal heptane, C₇H₁₆)의 옥탄가를 0으로 정의한 항 노크성의 척도가 주로 이용된다. 옥탄가가 높을수록 항 노크성은 상승하며 옥탄가 100이하에서 옥탄가는 이소옥탄과 헵탄의 체적비로 표시된다. 예를 들어 옥탄가가 90인 표준연료는 체적비로 이소옥탄 90%와 정헵탄 10%를 혼합한 연료이다. 일 예로 휘발유의 항노크성은 리서치법(Research method : ASTM D2699, EN ISO 25164, KSM 2039)과 모터법(Motor method : ASTM D2700, EN ISO 25163, KSM 2045)이 있다. 모터법 법을 통하여 옥탄가를 구하는 식(2.3)과 같다.

$$\text{Motor Octane Number(MON)} = -406.14 + 508.04(\text{H/C}) - 173.55(\text{H/C})^2 + 20.17(\text{H/C})^3 \quad (2.3)$$

H : hydro gen

C : carbon ratio

천연가스의 경우 약 115~130 정도의 MON 값이 나온다. 메탄가는 수소(hydrogen)와 탄소(carbon)의 비(ratio)와 관련되어져 있다. 특히 천연가스의 안티 노킹성을 판단하는 메탄가는 엔진의 성능과 직결되기 때문에 가스엔진에게 있어 중요한 인자로 평가되어지고 있다. 메탄가를 계산은 식(2.3)과 같다.

$$\text{Methane Number} = 1.624\text{MON} - 119.1 \quad (2.4)$$

이중연료엔진의 경우 메탄가가 낮을 경우 전(full)부하 불가능, 노킹(knocking) 등 불완전연소로 인한 엔진의 제약이 발생함으로 메탄가에 민감할 수밖에 없다. Table 2.6은 메탄가에 따른 LNG 거래량 비중과 비율을 나타낸 표로서 메탄가 80이하의 LNG의 거래량이 88%에 달한다는 것을 알 수 있다.

Table 2.6 In 2015, comparison methane number following area of production^[10]

Methane number	LNG trade below MN(Mt)	LNG trade affected(%)
65	0	0
70	7.1	3
75	151.74	66
80	204.55	88

이중연료엔진의 공급 기준이되는 메탄가 80 이상의 LNG 공급 비중은 22%이며 MN 70 ~ 75 공급되는 비중은 63%에 달하여 DF 엔진의 운용상의 문제점으로 대두되고 있는 부분이다. 이를 극복하기위하여 탄화수소제거기(HC remover), 메탄가 분석기 등이 개발되고 있어 메탄가에 대한 문제점은 극복이 될 것으로 사료된다.

Fig.2.4는 LNG 생산지에 따른 메탄가 분포도를 나타낸 그래프 이며 Fig.2.5는 LNG 생산지별 메탄가와 웨버지수에 따른 분포도이다.

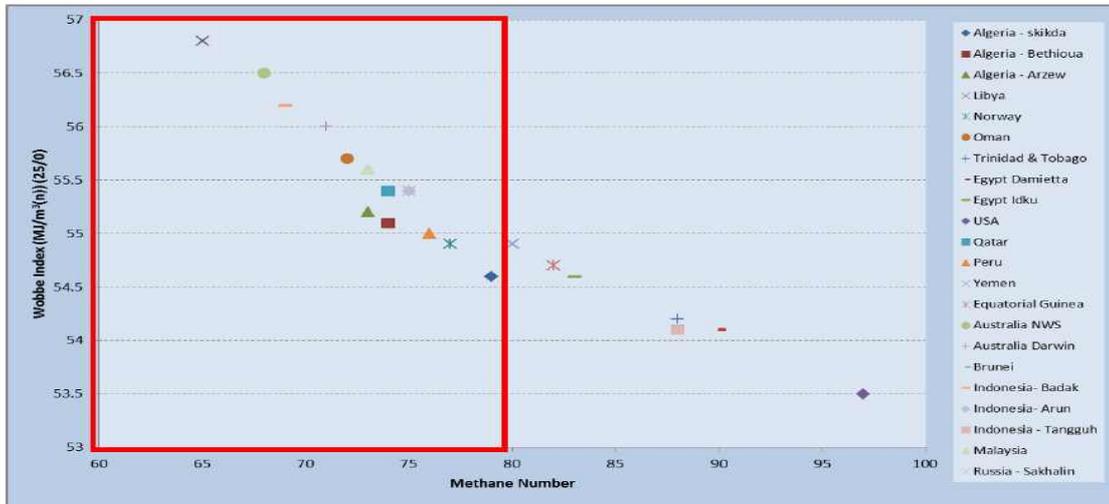


Fig.2.4 Methane number distribution in the world^[10]

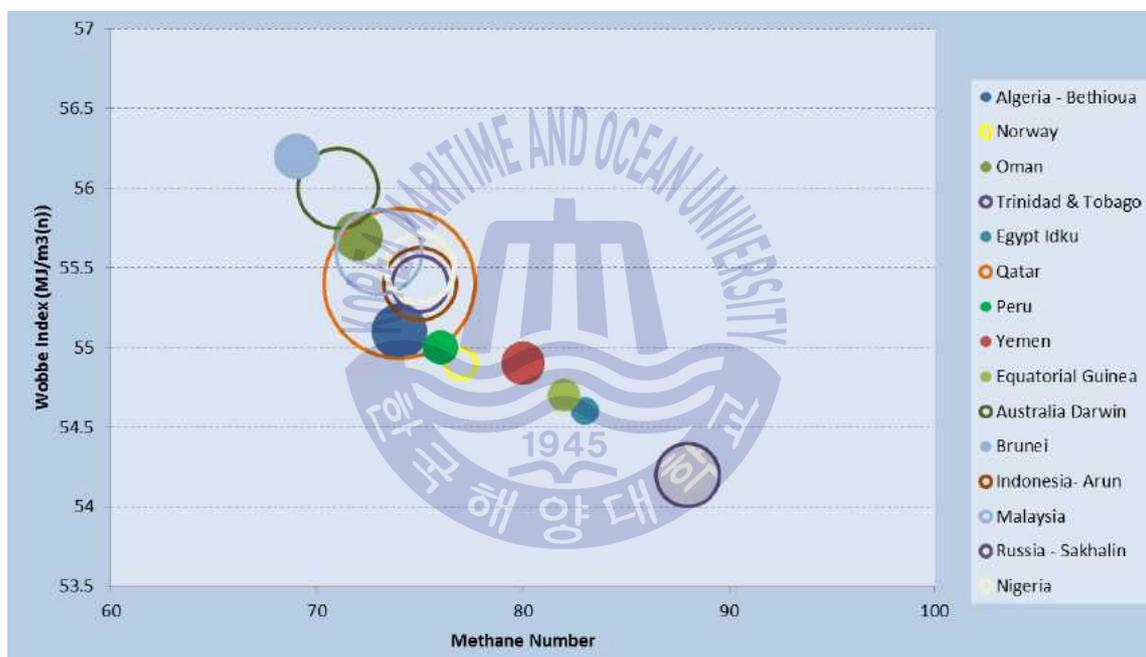


Fig.2.5 Comparison of methane number and Wobbe Index^[10]

2.1.3 디젤 사이클(Diesel Cycle)을 적용한 가스엔진

2010년대 초반 MDT 기술사에서는 디젤 사이클을 기반으로 하는 저속의 2행정기관인 ME-GI엔진을 개발하여 시장에 출시하였다. 기존의 HFO(Heavy Fuel Oil)을 사용하던 ME엔진에서 LNG를 주 연료로 사용할 수 있도록 중유 공급 배관과는 별도로 300 bar의 기체상태의 가스를 연소실에 분사하는 연료공급 시스템이 필요하다. 기존의 운항 선박에도 설치되어있는 ME 엔진을 개조하여 ME-GI 엔진으로 사용할 수 있는 시스템이다.

ME-GI엔진은 300 bar의 기체 상태인 가스연료를 실린더 상단에 장착되는 연료밸브를 통해서 실린더 내로 분사하여 연소가 가능하도록 함으로써 기존의 디젤기관의 효율(약 50%)을 유지 하고 있다. 압축행정 말기에 고압의 가스연료를 실린더 내로 분사하기 때문에 메탄슬립(Methane slip)이 거의 발생하지 않는다.

ME-GI 연소과정은 압축행정 말기에 점화원인 점화오일(pilot oil)을 실린더 내로 분사한다. 이때의 연소실 내는 고온 고압의 상태로서 점화원인 점화오일(HFO 또는 MDO)이 분사되면 즉시 착화 된다. 그런 후, 실린더 헤드 상부에 부착된 연료밸브를 통해서 300 bar 고압의 기체 상태인 가스가 분사 된다. 그런 후, 분사된 고압의 가스는 착화된 점화오일 불꽃에 의해서 연소가 완료된다. 이러한 방식을 직접 분사방식(Direct gas injection method) 이라 불린다.

그러나 디젤 사이클은 효율이 좋은 반면 연소온도가 순간적으로 상승하여 열역학적 효율은 상승 시키지만, 질소산화물의 배출량이 증가되어 TierⅢ의 규제치를 만족시키지 못하게 하는 단점을 가지게 된다. 질소산화물은 고온 연소과정 동안에 공기 중의 질소나 연료 중에 함유된 질소분이 산소 또는 산소의 혼합물로부터 해리에 의하여 생긴 산소원자와 고온 반응하여 모든 연료의 분무영역에서 다양한 농도로 생성된다.

두 번째로 300 bar로 압축된 기체상태의 가스로 인해 기관실이 고압의 가스 누설에 대한 위험에 노출되어 있다는 점이다. MDT 사에서는 실린더 내에서 가스연료의 무화와 관통 효과를 향상시키기 위하여 250 bar 에서 300 bar 고압을 사용하게 된다. 기존의 액체 연료의 분사압력은 2행정 사이클 엔진은 900 bar, 4행정 사이클은

1,300 bar~1,800 bar로 알려져 있으며 최근 2,300 bar^[12]에 이르는 고압으로 분사를 하게 된다. 일반적으로 높은 분사압력은 연료의 경제성, 유해배기와 열등한 연료를 수용하는 능력에 있어 유리하다고 알려져 있다. 따라서 ME-GI엔진에서 높은 분사압력을 채택하여 고압이 형성된 시점부터 엔진까지는 누설을 대비하는 이중연료 배관과 누설시 대기로 배출을 하기 위한 배출 배관과 배기 송풍기 등 부가적인 설비가 설치되어야 하며 배관의 두께가 두꺼워지는 단점이 있다.



Fig.2.6 ME-GI Gas combustion Control^[13]

Fig.2.6은 디젤 사이클을 적용한 가스엔진의 연소과정을 보여주고 있다. 점화 오일을 분사하여 점화가 된 순간 300 bar로 가압된 가스연료를 분사하여 연소를 시키는 과정을 보이고 있다.

2.1.4 오토 사이클(Otto cycle)을 적용한 가스엔진

WinGD(Wintur Gas & Diesel) 기술사에서 개발한 X-DF 가스엔진은 오토 사이클을 적용하여 압축행정 중 16 bar의 기체상태인 가스를 실린더 라이너 중간부분에서 분사함으로써 연소용 공기와 가스연료가 혼합되며 압축행정을 계속 진행한다. 그런 후 압축 행정말기에 점화용 연료를 실린더헤드 상단 부에 설치된 연료밸브를 통해서 분사하여 연소가 된다.

Fig.2.7은 X-DF엔진의 연소과정을 보여주고 있다. 기존의 엔진과 동일하게 소기공기를 실린더 내로 공급한 후 압축과정 중 가스를 분사하여 예혼합이 이루어 지도록 한다. 이후 상사점 인근에서 점화오일을 분사하여 연소를 하도록 한다.

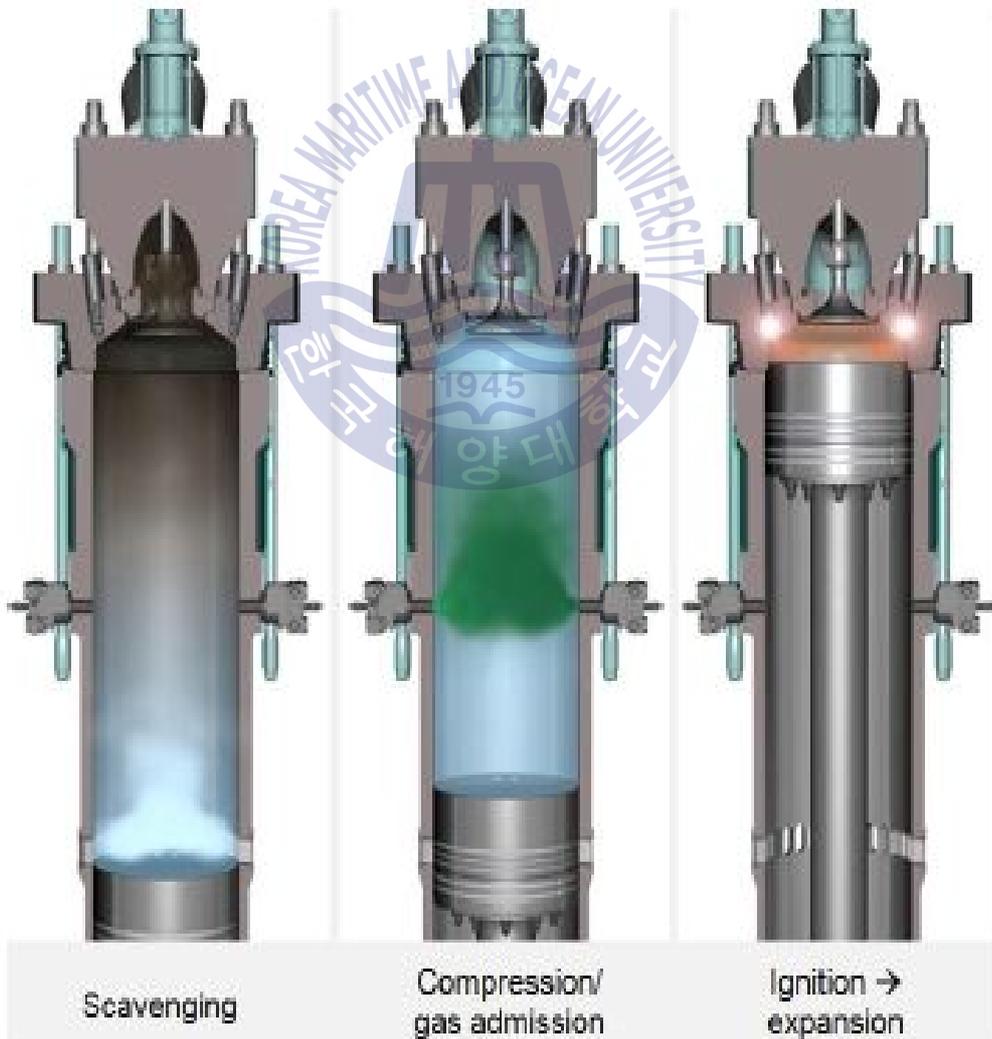


Fig.2.7 X-DF engine combustion process^[14]

압축행정 중에 가스연료와 공기가 혼합된 예혼합기는 압축행정 말기에 연소실 내로 분사되는 점화 오일에 의해서 점화되어 연소가 진행된다. 하지만 점화원에서 멀리 떨어진 곳에 퇴적되어 있는 카본이나 기타 이물질의 고온 점화원에 의해서 비정상적인 연소(miss firing, knocking)가 일어나는 현상이 발생한다. X-DF 엔진의 경우, 16 bar의 저압상태의 가스연료를 이용함에도 불구하고 노킹(knocking)과 점화실패(misfiring)라는 비정상적인 연소현상의 발생 우려가 크기 때문에 많은 문제점이 있다. 특히 X-DF 엔진은 메탄가에 따라 큰 영향을 받으며 메탄가가 80이상 되는 연료를 사용하는 것을 권장하고 있다. 메탄가가 80이상이 되지 않을 경우 최대 출력 운전 불가, 노킹의 위험성 증가 등의 문제를 가지고 있다. 위 절에서 언급하였듯이 메탄가가 80 이상인 LNG는 세계 LNG 거래량의 22%에 불과하기 때문에 운항에 어려움이 있을 것으로 예상된다.

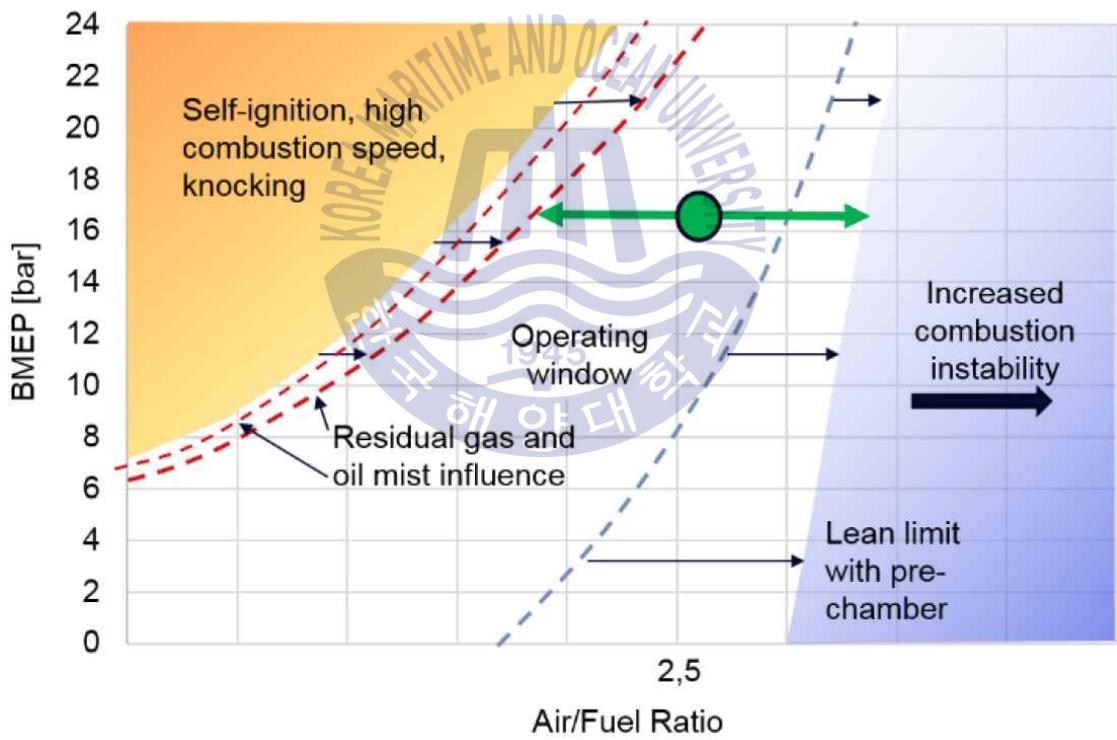


Fig.2.8 Lean burn Otto cycle combustion limits^[15]

Fig.2.8은 희박연소를 적용한 오토사이클의 연소 한계를 나타낸 그래프이며 초록색 점은 X-DF 엔진의 공연비 범위를 나타낸 그림이다.

오토사이클은 디젤 사이클과는 달리 오토사이클 연료의 분사시기에 의하여 연소가 제어 되지 않는다. 오토 사이클에서의 연소는 압축과 연소 과정에 발생하는 와류와

난류가 중요한 요소이다. 와류와 난류는 엔진설계에서 주어진 연소제어에 따른 공연비와 밀접한 관계가 있다. 정확한 분사시기와 함께 공연비(A/F ratio, Lambda)가 조절이 되어야 최적화된 연소가 이루어 질 수 있다. 공연비는 노킹, 점화실패 뿐 만 아니라 엔진의 높은 평균유효압력을 형성시키는데 매우 중요하다. 위 그림에서는 공연비의 과도한계(rich limit) 잔여 가스와 윤활유의 비율에 따라 변화하는 폭발가능 범위를 보여준다. 만약 이 제한선을 넘어가게 되면 연소는 급격하게 일어나게 되며 폭발압력의 증가와 질소산화물발생이 일어나게 된다. 또한 공연비의 감소는 노킹을 증가시킬 뿐 만 아니라 점화 오일이 점화전 자연발화를 일으킬 수 있다. 과도 한계는 폭발압력의 제한과 노킹에 대한 마진을 필요로 한다. 희박한계의 통한 공연비의 상승은 폭발을 점점 늦어지게 하며 엔진 효율의 감소, 폭발실패의 위험이 증가하게 되나 질소산화물의 감소가 이루어 질 수 있다. 그러나 동시에 연소되지 않은 연료가 배출되는 현상인 메탄 슬립 현상이 발생되게 된다.

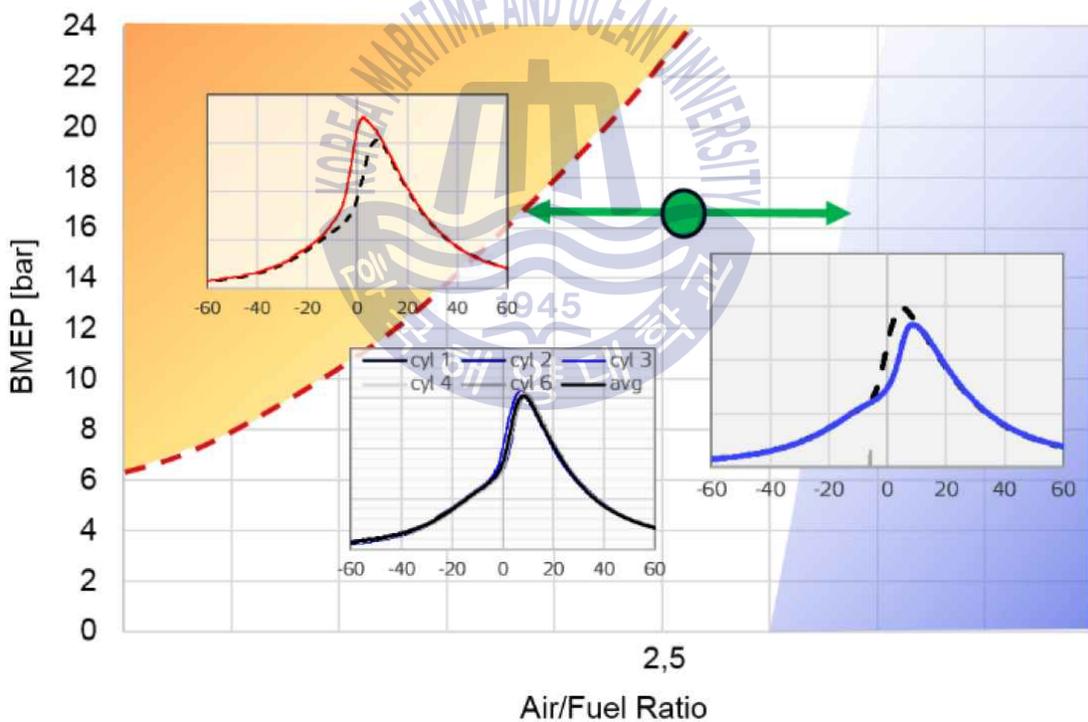


Fig.2.9 Example of 'rich', 'normal', and 'lean' combustion^[15]

Fig.2.9는 공연비에 따른 실린더내부 압력 변화에 대하여 나타낸 그래프 이다.

희박한계는 지시평균유효압력(Indicated mean effective pressure)의 평균값과 공연비 COV(Coefficient of variation)의한 연소 불안정상태를 의미한다. 보통 산업계에서

는 공연비 2.5를 희박연소의 한계로 정의 한다. 희박한계는 점화시스템의 적용 따라 변동이 가능하다. 희박한계가 확장될 경우 더 높은 공연비로 엔진이 운전이 가능하다. 따라서 기존의 오픈 챔버 파일럿(open chamber pilot)방식을 프리챔버(pre-chamber)로 전환하여 아래 그림과 같이 운전영역을 이동하여 안정적으로 운영할 수 있다. 이를 통하여 노킹에 대한 마진의 증가, 녹스의 발생량을 감소시킬 수 있다.^[15] 파일럿 노즐과 프리챔버를 통하여 점화오일의 분사압력의 증가로 실린더 내에서 집중적인 연소가 가능해진다.

Fig.2.10은 오픈챔버와 프리챔버를 비교하여 노킹 마진의 증가, 녹스 저감을 보여주는 그래프이다.

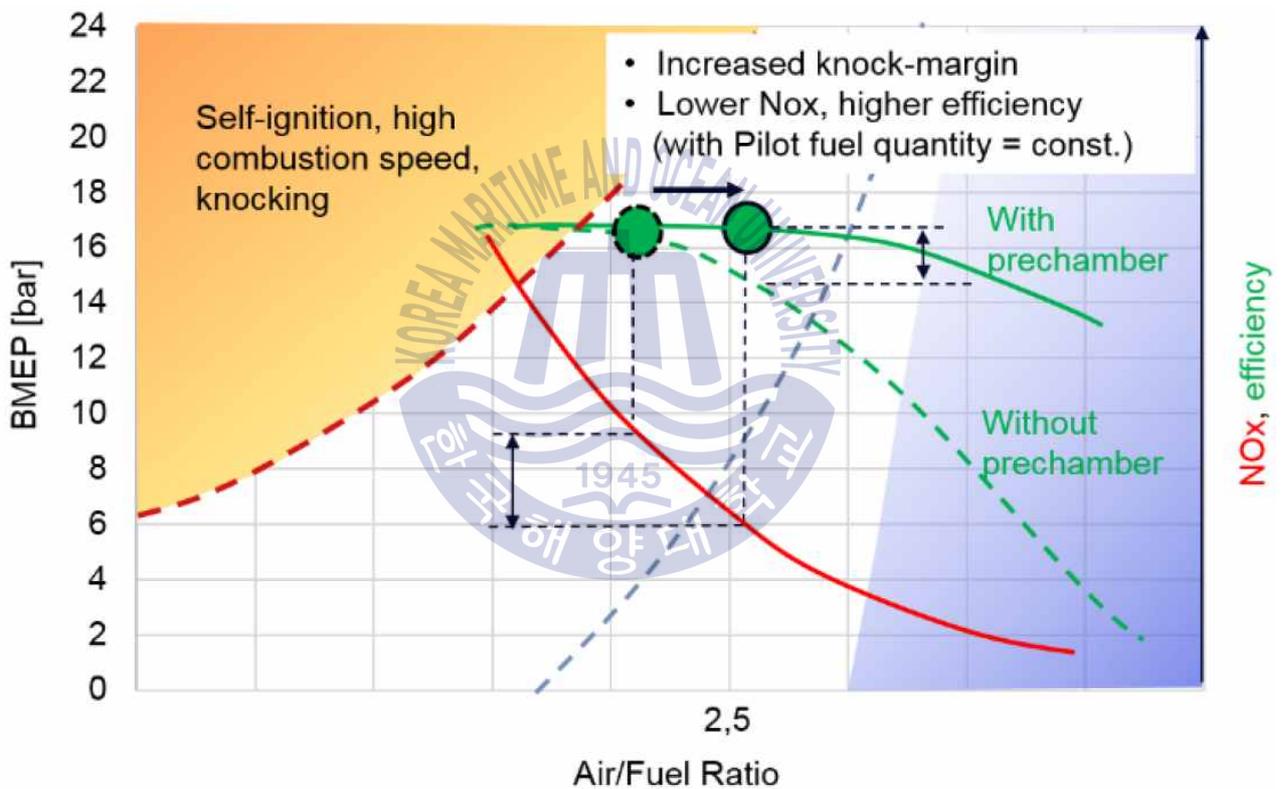


Fig.2.10 Comparison of pre-chamber and open chamber pilot ^[15]

Fig.2.11은 프리챔버를 적용한 엔진의 실린더 내 압력을 크랭크 각도에 따라 표현한 그래프이다.

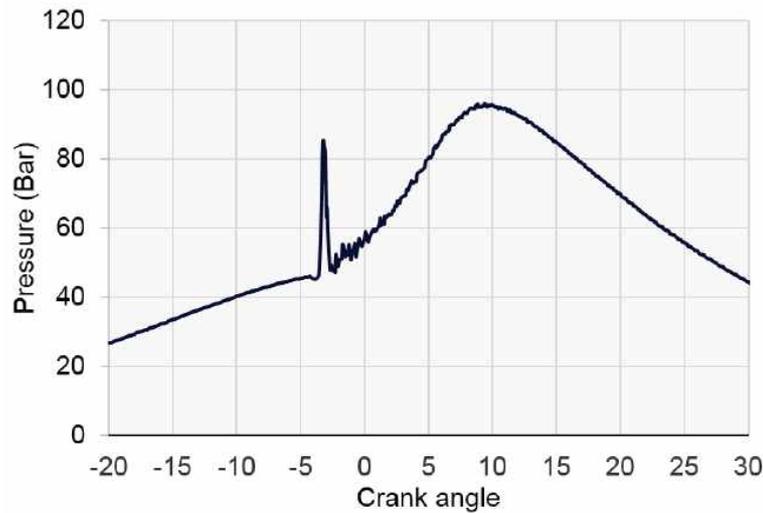


Fig.2.11 Example of pressure trace in pre-chamber^[15]

또한 윤활유의 분무영향(Oil mist influence)은 연소에 미세한 영향을 미친다. 윤활유의 작은 방울들이 압축 중에 폭발되면서 공연비와 연소에 약간의 영향을 미치게 된다. 따라서 전알칼리가(Total base number)가 낮은(TBN 15~25) 윤활유를 사용해야 더 넓은 운용 범위를 가져갈 수 있다. 또한 LNG의 경우 황 함유량이 매우 낮거나 없기 때문에 전알칼리를 더 낮게 유지해야 한다. 고 알칼리윤활유를 사용할 경우 중화하고 남은 양이 연소하게 되어 잔류물 형성(카본), 피스톤과 피스톤링의 배면에 부착하게 되어 링을 밖으로 밀어내기 때문에 라이너를 긁게 되며 중화되지 못하고 남은 첨가제가 연소하여 재(ash)를 생성 이 재가 피스톤 상부에 퇴적하여 라이너를 손상시키게 된다.^[16]

결론적으로 본 사이클의 운용 범위는 과도(rich)와 희박(lean)의 제한에 따라 정의되어지며 운용범위의 최적화는 효율과 질소산화물의 상반 관계에서 최적점을 찾아야 한다.

위와 같이 엔진의 개선을 하였지만 연료 소모량을 최소화 할 수 있는 엔진 튜닝 방법(derating)의 적용이 불가능하며 디젤 사이클 압축비(16~17)보다 작은 압축비(12.8)를 적용해야 하기 때문에 디젤 사이클(48%~49%) 보다 적은 41% 정도의 효율을 가지게 된다. 오토사이클의 흡입행정 변화를 통하여 약 2.5%의 효율 향상이 가능하다.

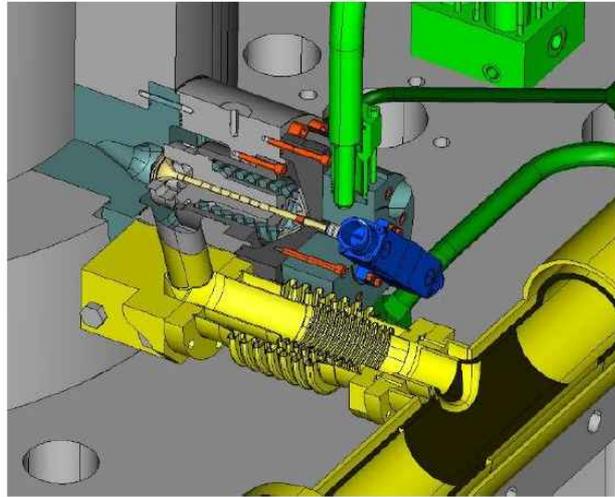


Fig 2.12 X-DF engine gas admission valve arrangement^[14]

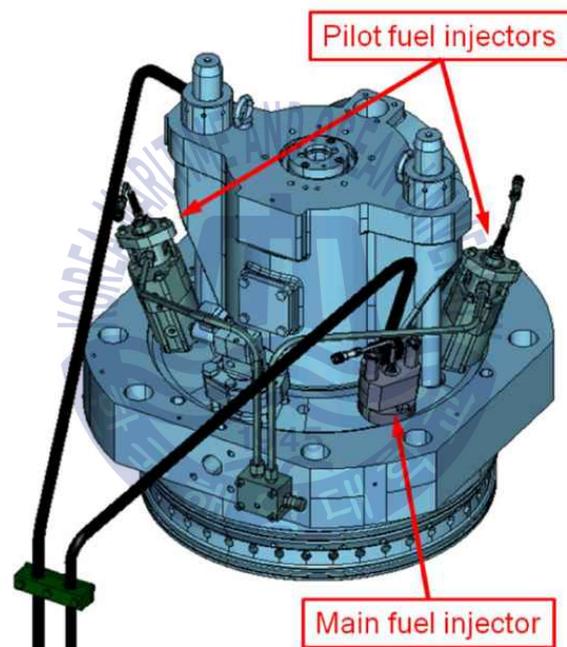


Fig 2.13 X-DF engine pilot fuel injectors and main fuel injector^[14]

Fig.2.12와 Fig.2.13은 기존의 엔진에서 X-DF 엔진으로 전환하기 위하여 추가되는 엔진 구성품을 나타낸 그림이다.

2.2 LNG 연료공급시스템

LNG 연료공급시스템이란 가스엔진에서 요구하는 압력, 온도로 가스의 조건을 만드는 시스템을 의미한다. 일부 조선소에서는 LNG 연료공급시스템을 고압 LNG 연료공급시스템 만으로 정의를 하기도 한다. 그러나 본 논문에서는 가스 엔진에 LNG 연료를 공급하는 모든 시스템을 LNG 연료공급시스템이라고 정의하도록 하겠다.

2.2.1 LNG 연료공급시스템의 개요

LNG 연료공급시스템은 엔진에서 요구하는 압력으로 가스연료공급시스템을 분류할 수 있다. 가스공급압력은 300 bar, 16 bar, 5.5~7 bar로 분류되며 사이클에 따라 가스 연료공급 압력의 차이를 보이게 된다.

Table 2.6 FGSS component for Engine type

	ME-GI	DFDE	X-DF
Engine			
Maker	MDT	Rolls-Royce / MDT / Wartsila / Hymms	WinGD
Require Pressure	300 bar	5.5~7 bar	16 bar
Adjusted Cycle	Diesel Cycle	Otto Cycle	Otto Cycle
FGS Component	HP Pump + HP Vaporizer	LP Vaporizer + PBC	LP Booster Pump + LP Vaporizer
Heating Source	Glycol Water (Electric Heating)	Glycol Water (Waste Heat)	Glycol / Oil
Applicable	VLCC, Container, Bulk, PC, Cruise	Car Ferry, RO-RO, RO-PAX, Tug	VLCC, Container, Bulk, PC, Cruise

Table 2.6은 LNG 연료추진선박은 디젤 사이클을 적용한 ME-GI엔진, 오토 사이클

을 적용한 X-DF 엔진, 오토 사이클을 적용한 이중연료 발전기의 전력생산을 통한 추진모터 방식으로 나눌 수 있다.

디젤 사이클을 적용한 ME-GI엔진을 적용한 엔진에 적용하기 위한 고압 LNG 연료 공급시스템은 두 가지 타입으로 나누어 볼 수 있다. 가스압축식 연료 공급장치와 기체 공급식 연료 공급장치 2가지로 나뉘어 진다. 가스압축식 연료공급장치는 천연가스를 가스 압축기를 이용하여 LNG 운반선의 화물창에서 증발된 BOG(Boil Off Gas)를 연료로 활용하기 위하여 개발되어졌다. 시스템이 비교적 간단한 장점이 있지만 압축기(Gas compressor)의 크기가 크고 가스를 압축하기 때문에 전력소모가 큰 단점을 가지고 있다. 가스 압축기의 전력소비량이 높은 것으로 알려져 있어 LNG 연료추진선박에는 적용이 어려울 것으로 예상된다.

Fig.2.14는 압축기 방식의 LNG 연료공급시스템에 대한 공정흐름도 이다. 전력소비가 많은 가스압축방식의 단점을 보완할 수 있는 방법이 LNG 압축식 연료공급장치이다. 액체상태의 LNG를 펌프를 통하여 300 bar 가압하여 기화기를 통해 상온의 가스로 만드는 방법이다. 부피가 작은 액체를 가압하여 펌프의 전력소비가 작고 소형으로 시스템 구성이 가능하여 탑재에도 용이한 방식이다. 따라서 위 방식은 LNG 연료추진선박에 활용되기 좋은 방식으로 판단된다.

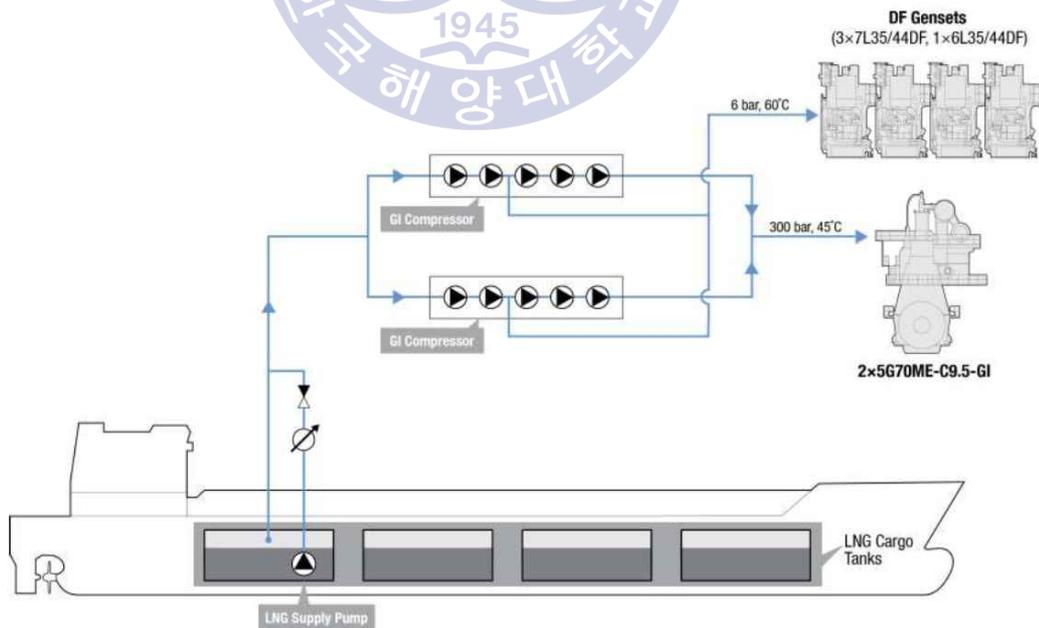


Fig. 2.14 Example of LNG fuel supply system(gas compressor type) ¹¹⁷⁾

Fig.2.15는 고압 펌프를 사용하는 LNG 연료공급시스템 방식으로써 가장 많이 활용될 것으로 예상되는 시스템이다.

고압 펌프를 사용하는 시스템은 고압펌프의 흡입압력을 기초로 부가적인 구성품의 선정이 가능하다. 고압 펌프의 성능은 흡입압력이 낮을수록 좋은 성능을 발휘하는 것으로 알려져 있다. 현재 가장 널리 사용되는 고압 펌프는 흡입 압력을 4.0 bar 이상으로 권고하고 있다. 이 이유는 고압 펌프 내에 발생하는 캐비테이션을 방지하기 위함이다. LNG는 극저온 물질로 약간의 온도 상승만으로도 기체로 변환되어진다. 만일 펌프의 실린더 내에 기체가 들어가게 되면 기체주변의 온도의 이상상승으로 인하여 펌프에 충격이 가해짐으로, 제품의 특성상 흡입압력을 일정 압력이상으로 공급하는 것을 권장하게 된다.

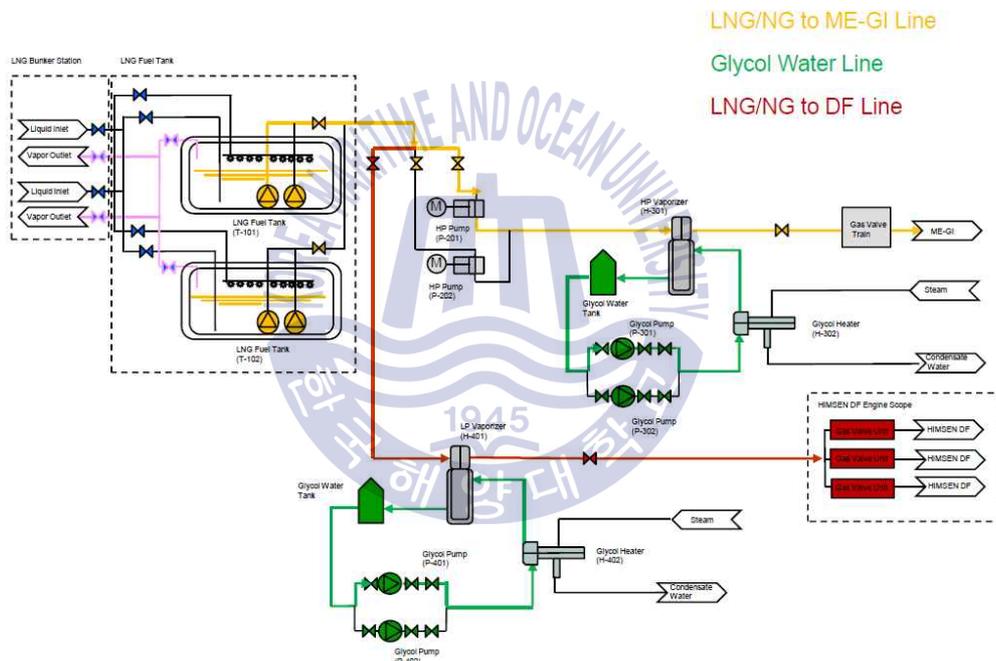


Fig.2.15 Example of LNG fuel supply system(High pressure pump type)^[18]

“LH₂ 용 전동식 초저온 피스톤 펌프의 압축성능” 논문에서 따르면 초저온의 압축유체가 유입되는 초기에 발생하는 기체와 초저온에 따른 실린더 내경의 수축으로 손상이 발생되며 압축유체의 유입과 마찰열에 의해 기체가 발생되어 압축압력의 변화가 발생하며 손상을 야기한다는 연구 결과가 있었다.^[19]

따라서 위 논문에서는 피스톤 슬랩 가이드를 부착한 형태로 시스템을 변화 시켜

저온의 유체 이송시 발생하는 열을 감소시켰다. LNG 연료공급시스템의 고압펌프에서도 기체발생을 감소시키는 방법의 연구가 필요하다.

LNG 연료추진선박에서 주로 사용하는 IMO-C Type 탱크를 활용할 경우 보통 탱크 압력은 1 ~ 10 bar 내외로 조절할 수 있기 때문에 별도의 시스템이 없어도 고압 펌프의 운용이 가능하다. 그러나 LNG 운반선으로 활용하기 때문에 별도의 중간 가압 펌프가 필요하다. 위와 같이 고압 펌프의 흡입 압력에 따라 시스템의 구성이 달라지게 된다.

그러나 안정적인 시스템 운용을 위하여 부스터 펌프 또는 저압 펌프로 불리는 1차 가압펌프를 활용하여 고압 펌프에 캐비테이션이 최소화 되도록 시스템을 구성하게 된다. 이후 고압펌프의 출구에 시작 밸브, 비상회수배관, 맥동저감장치 등의 장비를 활용하여 압력맥동과 안정적인 시스템 운용 설비를 보완하게 된다. 이후 기화기 등 부가설비를 장착하여 시스템을 운용하게 된다.

MDT사의 CEAS 프로그램을 통하여 확인한 12S90ME엔진이 요구하는 LNG 연료공급시스템의 최대 압력은 315 bar, 온도 $\pm 45.0^{\circ}\text{C}$ 이며 유량 12,320 kg/h과 같다. 또한 최근 들어 추가된 항목인 압력 맥동 한계(Pressure pulsation limit)는 ± 2 bar로 권고하고 있다. 최초로 ME-GI엔진을 탑재한 TOTE사의 Isla Bella호는 왕복동 타입의 LNG 펌프를 탑재하였으나 왕복동 펌프의 특성상 원심펌프, 스크류 펌프 등 타 종류의 펌프보다 맥동이 심하기 때문에 엔진에 일정한 압력 공급에 어려움이 발생하여 위에서 언급한 맥동 항목이 추가되었다.

Fig.2.16은 가압기화기장치 극저온 펌프와 기화기가 일체형으로 만들어진 시스템이다. 최근 MDT사에서는 고압 펌프와 기화기를 소형화하여 개발한 PVU(Pump Vaporizer Unit)을 개발하여 선박에 적용 가능여부를 검토 중이다.

가압기화장치는 기존의 고압펌프와 기화기를 결합한 방식으로 기존의 LNG 연료공급시스템보다 더욱 소형화 되었으며 이에 따른 운용과 배치의 효과를 가지게 되어 LNG 연료 공급시스템의 획기적인 변화를 가지고 올 것으로 예상된다.

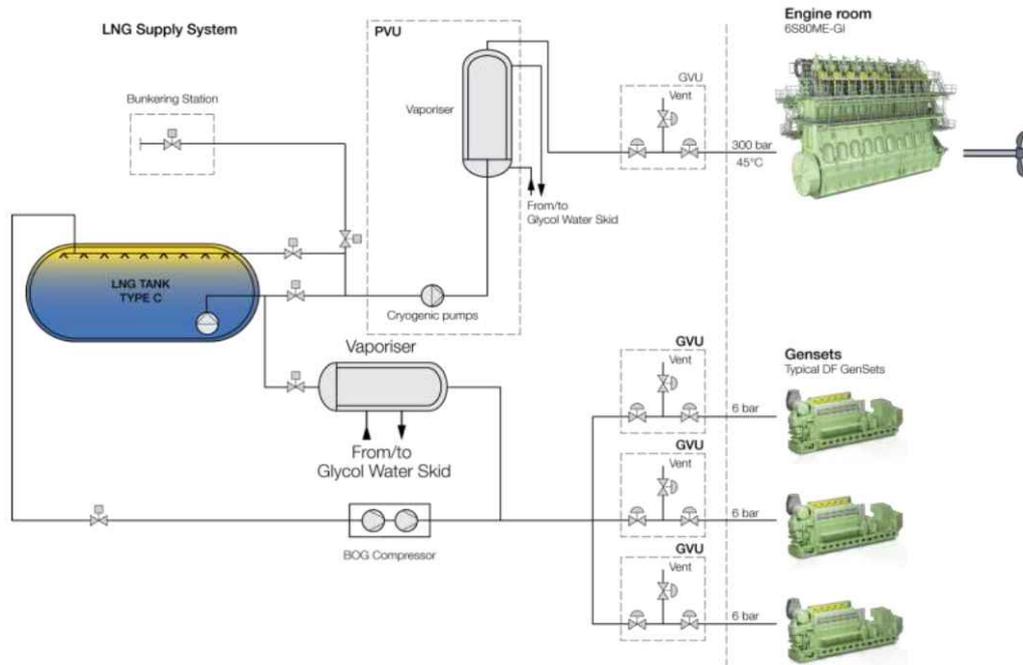


Fig.2.16 Example of LNG fuel supply system(Pressure vapourizer unit type)^[17]

현재 LNG 연료공급시스템의 개발은 타 기술과 비교하였을 때 경험 축적이 많지 않은 상황에서 빠르게 기술이 개발되어 지고 있어 운용경험 부족의 문제를 가지고 있다. 예를 들어 예냉 방법, 예냉 완료 기준 등 운용적인 방법에서 부족한 점이 다수 식별이 되어지고 있으며 특히 디젤 사이클의 LNG 연료공급시스템을 운용할 경우 300 bar 고압으로 시스템이 구성되어져 있기 때문에 주요 구성품의 운용 개념에 대한 압력과 유량의 제어, 가스제어밸브의 연계 등의 부분 등 기계적 요소 뿐 만 아닌 제어적인 요소에서도 경험축척이 필요한 부분이 있다.

X-DF 엔진의 경우 ME-GI 엔진과 비교하여 비교적 간단한 시스템으로 구성 되어져 있다.

Fig.2.17은 WinGD low-speed engine conference에서 발표한 First experiences with the W6XDF Engine의 발표 자료를 바탕으로 도출해낸 시스템 흐름도이다.^[20]

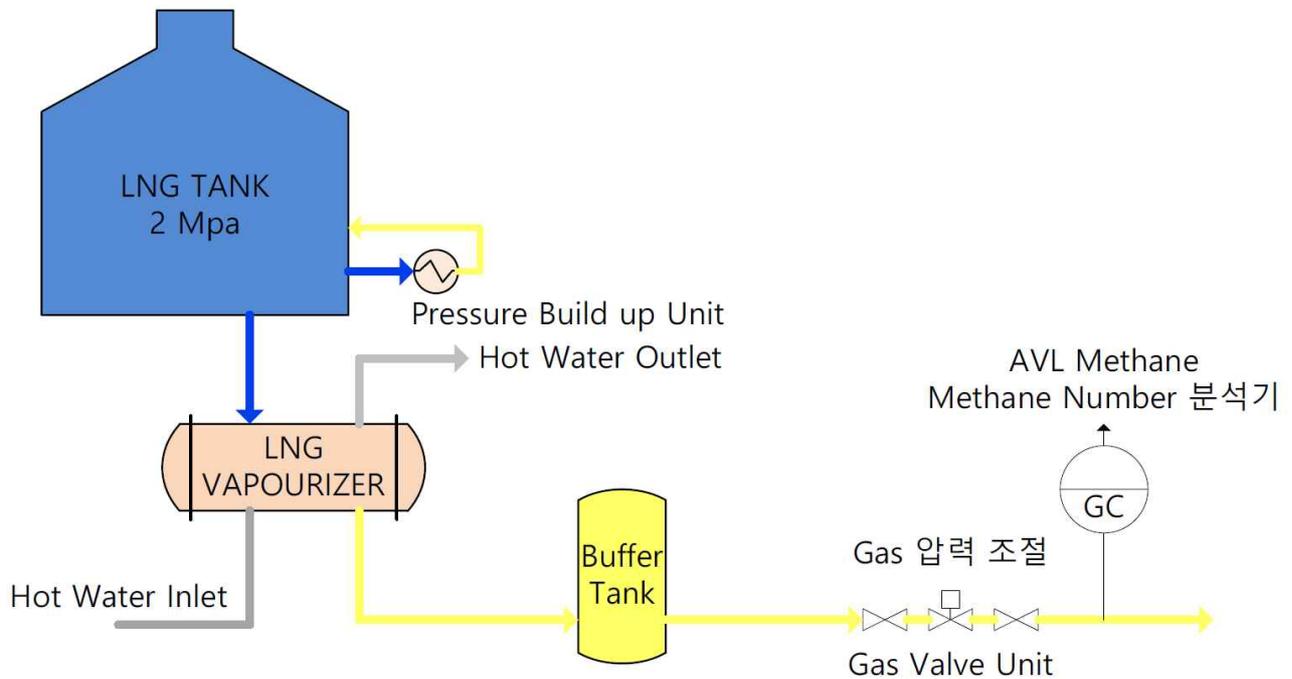


Fig.2.17 Diagram of LNG fuel gas supply system for X-DF engine

X-DF 엔진은 최대 엔진에서 요구하는 최고 압력이 16 bar로서 ME-GI 엔진과 비교하여 간단한 구성을 보인다. 특히 연료탱크의 최대압력을 2.0 MPa로 설정하여 별도의 공급장치를 필요로 하지 않는 특징을 보인다. 압력은 탱크 압력을 상승 시키는 PBU(Pressure Build up Unit)와 GVU(Gas Valve Unit)으로 조절이 가능한 것으로 보여진다. 탱크를 통과하여 열교환기를 통과하는데 온수(hot water)를 열교환 매체로 사용하여 비교적 간단한 시스템으로 가스를 공급할 수 있는 조건을 만들었다. GVU 후단에는 Gas Chromatography(가스성분분석기)와 ‘AVL Methane’(Methane Number 계산프로그램)을 장착하여 메탄가에 대한 엔진의 민감성을 보여주었다.

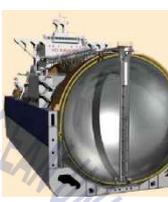
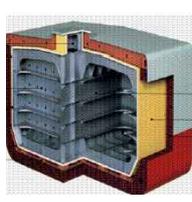
선박에 적용할 경우 탱크운용 압력을 20 bar로 선정하는 것은 탱크 무게와 가격을 고려하였을 경우 어려울 것으로 예상된다. 최근 IMO-C type 탱크의 제작비용이 과다하여 탱크의 설계압력을 낮추는 추세로 탱크 압력을 낮게 유지하고 펌프를 활용하여 20 bar까지 가압하는 방식이 주로 사용될 것으로 예측하고 있다.

2.2.2 LNG 연료공급시스템의 주요 구성품

(1) LNG Tank

가스엔진, 가스보일러의 연료인 LNG를 저장하기 위한 시스템으로써 Membrane 보다는 IMO Tank type-B 또는 C 적용이 예상되고 있다. Table 2.7에서는 각 탱크의 특징을 설명하고 있다.

Table 2.7 Comparison for each LNG tank

	Membrane			Independent type		
	GTT MarkIII	GTT NO 96	KC LNG Tech KC-1 ^[21]	MOSS	IHI-SPB	Type-C
Construction						
Primary membrane	1.2 mm STS	0.7 mm	1.5 mm STS	Al alloy, 50 mm	Al alloy max 30 mm	9% Ni steel or STS 304L
Secondary Membrane	Triplex (Two layer of glass cloth + AL Foil)	Invar (36% Ni alloy Steel)				
Partial filling (Sloshing at any filling level)	Available but reinforced insulation to be required			No limitation on filling level	No limitation on filling level but many internal members are required	No limitation on filling level
2nd Barrier	Fully Required	Fully Required	Fully Required	Partially required (Drip tray)	Partially required (Drip tray)	No
Working Pressure	< 0.25 bar	0.7 bar		< 0.7 bar	0.7 bar	> 2bar

기존의 선박을 LNG 연료추진선박으로 개조시 LNG 탱크 배치가 가장 어려운 부분 중 하나이다. 기존의 연료의 경우 선박의 외판에 가까운 곳에 타 구조물을 피하여 다양한 형상으로의 배치가 가능하다. 그러나 LNG 탱크의 경우 형상의 제한, 이차방벽의 설치 등의 문제로 배치가 어렵다. 따라서 화물의 탑재량이 줄어드는 배치만이 가능하다. 또한 LNG의 비중은 0.45~0.50 이다. 그러나 선박용 중유는 0.98~1.0 넘는 경우도 있어 체적상 두 배 가량 늘어나야 한다. LNG 탱크의 배치와 체적의 증가는 LNG 연료추진선의 시대로 진입하기 위한 가장 큰 어려움으로 보여진다.

Fig.2.18은 세계 최초의 LNG 연료추진선박인 TOTE사의 3,100 TEU급 컨테이너 운반선의 배치도이며 본 선박은 LNG 탱크 및 연료공급시스템을 설치함으로써 약 10% 내외의 컨테이너의 화물 손실을 감수한 것으로 보인다.

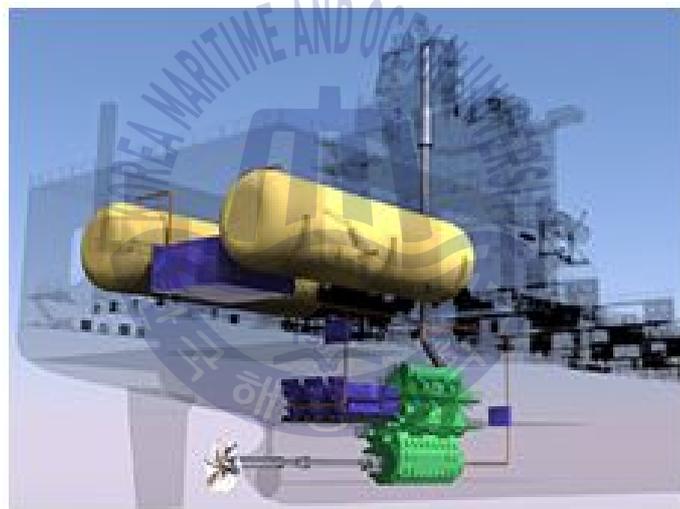


Fig.2.18 LNG fuelled container vessel tank arrangement^[22]

또한 LNG 탱크의 무게로 인하여 하부 구조물의 보강, 선체의 응력, 하중 분석 등 추가적인 설계검토가 필요로 하는 것으로 확인 되었다. 따라서 LNG 연료 추진선의 경우 LNG 탱크의 배치, 지지구조의 보강, 화물의 손실 최소화 등 고려해야 할 사항이 많이 남아 있는 것으로 판단된다.

(4) 고압 LNG 공급용 펌프(Piston type pump)

디젤 사이클을 적용한 가스엔진을 운용하기 위해서는 315 bar 이상의 가스 공급이 필요하다. 위에서도 언급하였듯 액체를 가압하는 방법과 기체를 가압하는 방식이 있는데 액체를 가압하는 방법이 전력소모가 적을 뿐만 아니라 효율적인 배치와 공간 활용이 가능하다. 초기에는 해상용이 아닌 CNG 충전소에 가압을 위한 장비로 개발되었으나 현재는 LNG 연료공급을 위하여 활용되어 지고 있다.

Fig.2.20은 해외 고압펌프 업체의 펌프성능곡선이다. 성능곡선이 2차 함수형태로 표시되는 원심펌프와는 다르게 직사각형 형태의 성능 곡선이 도출된다. 또한 토출 유량은 가변 주파수 장치를 통한 회전수(RPM)로 조절하게 되며 토출 압력은 출구에 설치된 압력 조절용 밸브를 통하여 압력을 조절하게 된다.

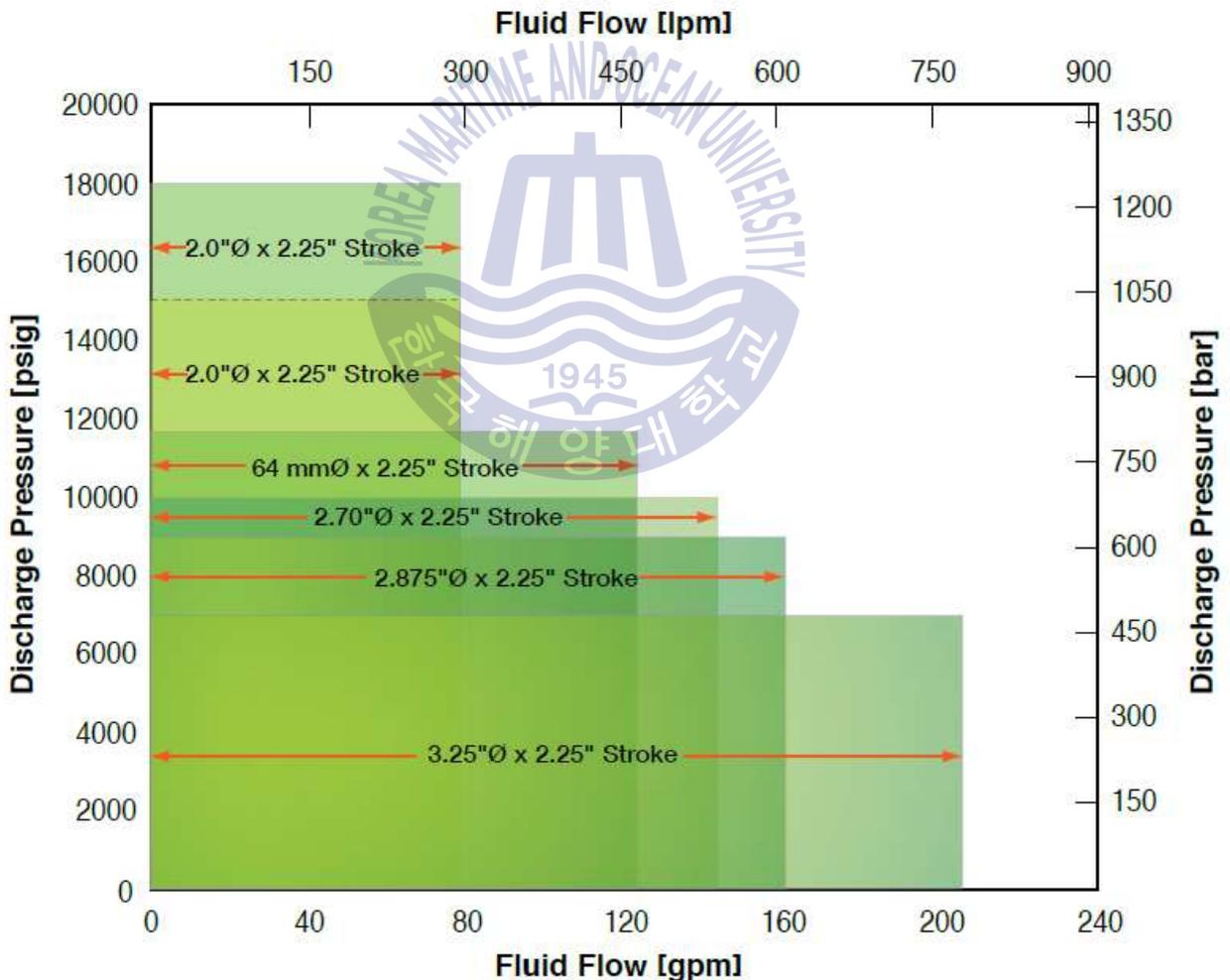


Fig.2.20 1,100 horsepower cryogenic reciprocating pump performance map in 60 Hz^[23]

(5) LNG 기화기

LNG 기화기는 원통형(Shell & Tube Type)과 판형열교환기(PCHE, Printed Circuit Heat Exchanger)가 대표적인 기화기의 형태이며 대표적인 열교환매체는 스팀, 부동액이다. Fig.2.21는 국내 열교환기 업체에서 개발한 원통형식의 열교환기 극저온 성능 시험 사진이다



Fig.2.21 Shell & Tube heat Exchanger Cryogenic Test^[24]

판형열교환기는 원통형 방식 보다 부피가 작으며 고압의 환경에서 사용하기 유리하기 때문에 ME-GI 엔진의 연료공급시스템에서 활용도가 높을 것으로 예상되지만 미세유로로 인하여 압력강하, 정비성이 떨어지는 단점을 가지고 있다.

제 3 장 LNG 연료공급시스템의 공정 설계 및 성능평가

3.1 공정해석을 위한 상태방정식의 선정

공정해석은 상태방정식을 기반으로 모델링과 공정 설계가 이루어진다. 가장 단순한 형태의 상태방정식은 바로 Boyle의 법칙과 Charles의 법칙을 조합한 이상기체 상태방정식이다. 이후 van der Waals에 의해서 이상기체 상태 방정식을 변형하여 만든 van der Waals 상태 방정식이다. 이상기체 상태 방정식은 분자 자체의 크기가 없다고 가정하고 분자간의 상호 인력이 존재하지 않는다고 가정한 반면 van der Waals는 실제 기체의 거동을 추산하기 위해서 다음과 같은 두가지 가정을 하였다. 첫 번째 가정은 분자들은 일정한 부피를 가진다. 따라서, 압력을 아무리 증가시켜도 실제 기체의 부피는 0이 되지 않는다. 따라서 자체의 크기를 가지는 실제 기체의 부피는 식(3.1)과 같이 표현할 수 있다.

$$V = V^{id} + b \quad (3.1)$$

이를 기반으로 분자들간의 인력은 공간을 차지하는 기체농도에 비례해서 작아진다고 가정을 하고 비례상수를 a 라고 한다면 식(3.2)와 같이 유도되며 그 식은 van der Waals 상태 방정식이 유도된다.

$$P = \frac{RT}{V-b} - \frac{a}{V^2} \quad (3.2)$$

van der Waals 식의 의미는 단 하나의 상태방정식을 이용해서 기체에서 액체로 연속적으로 응축하는 현상을 정성적으로 설명할 수 있는 것이 장점이다. 이후 Redlich-Kwong 상태 방정식을 통하여 순수성분 유체의 증기압 추산과 밀도에 있어 개선된 상태 방정식이 개발되었다.

$$P = \frac{RT}{V-b} - \frac{a/\sqrt{T}}{V(V+b)} \quad (3.3)$$

Peng-Robinson 상태 방정식은 Peng과 Robinson이 제안한 탄화수소의 PVT (Pressure volume temperature) 분석을 위해 제안한 3차 상태 방정식이다. Peng-Robinson 상태 방정식은 정량적으로 액상의 부피계산을 가능하게 하기 때문에 3차 상태방정식 중 가장 폭넓게 상평형 계산에 사용되고 있다. Peng-Robinson 방정식은 Soave-Redlich-Kwong 상태방정식과 Redlich-Kwong 상태방정식은 기존의 상태방정식보다 유체의 증기압 추산은 상당히 개선되었으나 z_c 는 0.333으로 실제 실험데이터보다 너무 크게 예측되어 그 결과 액체의 밀도 계산에 큰 오차가 수반된다는 데에 착안하여 캐나다의 Peng과 Robinson이 임계점에서 압축인자값을 0.3075가 되도록 Functional Form을 변형하였다. 그 식은 식(3.4)으로 표현된다..

$$p = \frac{RT}{V_M - b} - \frac{a(T)}{(V_M(V_M + b) + b(V_M - b))} \quad (3.4)$$

- $a(T)$ = molecular attraction parameter
- b = molecular repulsion parameter
- R = 일반기체상수
- V_m = Molar volume

위 식에서 Functional Form에 $b(V-b)$ 를 추가함으로써 액상의 부피계산을 Soave-Redlich-Kwong 식보다 개선하였으며 Peng Robinson 방정식은 공정해석의 기초 방정식으로 널리 사용되고 있다. 또한 편심인자의 향으로 표현된 α 함수는 식(3.5)로 표현된다.

$$\alpha = [1 + (0.37464 + 1.54226w - 0.26992w^2)(1.0 - T_r^{0.5})]^2 \quad (3.5)$$

Peng Robinson 방정식은 Soave가 변형한 Redlich-Kwong 상태 방정식보다 액상의 밀도계산에서 탄소 개수가 6개에서 10개사이의 중간영역의 탄화수소 계열에서

우수하지만 여전히 액상의 밀도를 잘 추산하지 못하기 때문에 비록 Peng Robinson 방정식이나 SRK 식을 공정모사기에서 선정한다 하더라도 Rackett Method, 또는 API Method를 액상의 밀도 계산에 활용하고 있다.

3차 상태 방정식을 일반적으로 표시하면 다음 식(3.6)과 같이 표현 된다.

$$P = \frac{RT}{V-b} - \frac{a \cdot \alpha}{V^2 + ubV + wb^2} \quad (3.6)$$

위 식에서 u와 w값은 van der Waals, Redlich-Kwong, Soave-Redlich-Kwong, 또는 Peng Robinson 상태방정식에 대하여 다음 표와 같이 도출된다.

Table 3.1 In equation of state, u, w value, Z_c (compressibility factor)

Equation	u	w	Z_c
van der Waals	0	0	0.375
Redlich-Kwong	1	0	0.333
Soave-Redlich-Kwong	1	0	0.333
Peng-Robinson	-2	-1	0.3075

위 표에 의하면 임계점에서의 압축인자 값이 모두 0.3을 넘는다. 그런데 실제 유체의 실험적인 임계 압축인자 값은 CH_4 가 0.2880, C_2H_6 가 0.2840이고 C_3H_8 이 0.2800으로 0.3을 넘지 않는다. 하지만 Soave-Redlich-Kwong 상태 방정식이나 Peng Robinson 방정식이 대다수 화학 공정 모사기에 사용되고 있다. 이 이유는 화학공정에 있어 K-Value(기액 평형비) 온도, 조성, 압력의 함수 값이 중요하기 때문이다. Peng Robinson 상태방정식은 현재 가장 정확한 결과 값을 도출해냄으로 본 LNG 연료공급시스템의 공정해석의 기초 상태방정식으로 선정하였다.

3.2 LNG 연료공급시스템 구성품의 성능 도출

3.2.1 대상 엔진의 선정

LNG 연료공급시스템의 모델링을 위하여 대상선박에 대한 선정이 필요하였다. 대상 선박은 현존 최대 크기의 19,000 teu 급 컨테이너 운반선인 'CSCL GLOBE'호의 엔진을 대상엔진으로 선정하였다. 위 선박의 엔진은 12S90ME-C9.2이며 동 엔진을 가스엔진으로 전환한 12S90ME-C10.5-GI엔진(69,720 kW)으로 선정하고 FGSS의 주요 구성품을 선정하였다. Table 3.2는 12S90ME-GI 엔진의 연료소비량이다.

Table 3.2 12S90ME-C10.5-GI (ISO Condition)^[25]

Fuel oil & gas consumption	SMCR (g/kW·h)	NCR (g/kW·h)
SFOC (Specific Fuel Oil Consumption)	164.6	160.7
SGC (Specific Gas Consumption)	136.7* 179.8**	129.9* 170.9**
SPOC (Specific Pilot Oil Consumption)	5.2	6.3
* LCV 50,000 kJ/kg(11,942.2 kcal/kg)		
** LCV 38,000kJ/kg(9,076.1 kcal/kg)		
Korea gas corporation announced CV 49,320.5kJ/kg(11,780 kcal/kg)		

선정된 엔진이 최대출력으로 항해시 엔진 기술사가 권고하는 고위발열량과 저위발열량을 기준으로 할 경우 9,384 kg/h(50,000 kJ/kg 적용), 12,540 kg/h(38,000 kJ/kg 적용)으로 계산 되었다.

그러나 시운전시 엔진 출력의 110%까지 운전하기 때문에 10% 마진을 주었을 경우 고위발열량 기준 10,321 kg/h, 저위발열량 기준 13,794 kg/h 으로 계산되어 엔진제조사에

서 요구하는 FGSS 유량은 저위발열량을 기준으로 110% 엔진부하까지 사용할 수 있도록 권고하는 것을 확인할 수 있었다.

엔진의 운전을 위하여 필요한 점화오일의 경우 100% 운전시 점화오일의 소비량은 363 kg/h로 가스소비량의 약 3.5% 정도이며 NCR 운전시 가스 소비량은 7,834.44 kg/h, 점화오일 소비량은 289 kg/h 으로 약 3.6% 수준이다. 50% 부하에서는 약 6.3% 가량 소비된다. 저부하시 점화오일의 소비량은 증가되며 그 비율은 크게 증가한다. Table 3.3에 따르면 저부하시 최대 17.6%까지 점화오일은 증가된다. 점화오일은 부하에 따라 변동폭이 크며 선박의 기본 설계시 MCR을 기준으로 설계를 하지만 점화오일 계산시 선박에서 주로 사용할 부하를 기반으로 탱크 용량을 산정해야 될 것으로 보인다.

Table 3.4 에서는 부하별 점화 오일의 증가량 및 증가비율에 대하여 정리하였다.

Table 3.3 12S90ME-C10.5-GI Gas & oil consumption (ISO Condition, LCV 50,000kJ/kg) [25]

Load	SGC (kg/h)	Pilot Oil Consumption (kg/h)	Pilot Oil consumption compared with SGC (%)
SMCR(100%)	9,377	363	2.68
NCR(85%)	7,834	343	4.37
50% 부하	4,552	289	6.34

Table 3.4 Pilot Oil consumption (ISO Condition, LCV 50,000kJ/kg)^[25]

Engine Load	Pilot Oil consumption (g/kW·h)	Gas consumption (g/kW·h)	Compare with pilot oil and gas consumption (%)	Pilot Oil increasing rate of 5% Engine Load (%)
100	5.2	136.7	3.80	N/A
95	5.4	135.5	3.98	4.76
90	5.6	134.5	4.16	4.47
85	5.8	133.7	4.33	4.19
80	6.0	133.0	4.51	3.99
75	6.3	129.9	4.84	7.50
70	6.6	129.5	5.09	5.08
65	6.9	129.6	5.32	4.46
60	7.3	129.8	5.62	5.63
55	7.7	130.2	5.91	5.15
50	8.3	130.6	6.35	7.46
45	8.9	131.2	6.78	6.73
40	9.6	131.7	7.28	7.45
35	10.5	132.2	7.94	8.96
30	11.6	132.2	8.77	10.47
25	13.1	132.5	9.88	12.67
20	15.2	132.5	11.47	16.03
15	18.4	133.2	13.81	20.41
10	24.1	136.9	17.60	27.43

3.2.2 LNG 연료공급시스템 공정설계 개념

선정된 12S90ME-C10.5-GI 엔진을 선박에서 운용하기 위하여 엔진과 발전기에 LNG를 공급해주는 시스템이 별도로 필요하다. 이중 연료 발전기(Dual fuel generator)는 발전기는 MDT 사의 6L35/44DF(3,180 kW) 4대를 탑재하는 것으로 선정하였다. 먼저 주 추진기관에 LNG 연료공급시스템의 요구조건 검토를 수행하였다.

MDT사에서 요구하는 FGSS의 성능은 Table 3.5와 같다. 엔진제조사에서 요구하는 질량유량과 계산된 질량유량이 약 1% 차이를 보이고 있어 같은 값이라고 가정하였을 때 엔진의 110 % Test를 고려하여 용량을 산정한 것으로 보여진다. 본 공정설계에서는 엔진제조사에서 권고하는 13,930 kg/h기준으로 시스템 설계를 진행하였다.

Table 3.5 Required for criteria fuel gas supply system^[25]

Nominal Pressure	300 bar
Maximum design pressure at full load	315 bar
Pressure pulsation limit	± 2 bar
Minimum gas flow	1,237 kg/h (38,000 kJ/kg)
	940 kg/h (50,000kJ/kg)
Maximum gas flow	13,930 kg/h (38,000 kJ/kg)
	10,625 kg/h (50,000 kJ/kg)
Stand-by flow requirement	0 kg/h
Temperature inlet to engine room	45°C ± 10°C
Vaporizer power	2,000 kW

Table 3.6에서는 6L35/44DF 발전기의 연료 소비량을 정리하였다.

Table 3.6 6L35/44DF Generator specification^[25]

Fuel oil consumption	Load 100%	Load 85%
SFOC (Specific Fuel Oil Consumption)	175.5 g/kW·h	175.5 g/kW·h
Heat rate	7,470 kJ/kW·h	7,515 kJ/kW·h
SGC (Specific Gas Consumption)	149.4 g/kW·h* 196.5 g/kW·h**	150.3 g/kW·h* 197.7 g/kW·h**
SPOC (Specific Pilot Oil Consumption)	0.5 g/kW·h	0.5 g/kW·h
* LCV 50,000 kJ/kg(11,942.2 kcal/kg) ** LCV 38,000kJ/kg(9,076.1 kcal/kg) Korea gas corporation announced CV 49,320.5 kJ/kg(11,780 kcal/kg)		

Table 3.7 LNG^[5] and NG^[26] Composition

	LNG(%)	NG(%)
Methane	89.26	97.56
Ethane	8.64	1.48
Propane	1.44	0.49
I-butane	0.27	0.08
n-butane	0.35	0.08
Nitrogen	0.04	0.31

Table 3.9에서는 가스연료공급시스템의 설계 기준을 정리하였다.

Table 3.8 Criteria of fuel gas supply system

Unit Name	Modeling parameter
LNG Tank	Type : IMO Type-C Operating pressure : 7 bar Composition : LNG and NG Heat penetration : Not consider
LP Pump	Type : Centrifugal Pump Min suction pressure : None Max discharge pressure : 25 bar Delta pressure : 15 bar Max volume : 30 m ³ /h Operating medium : LNG and LN ₂
HP Pump	Type : Reciprocating Pump Min suction pressure : 3.4 bar Max discharge pressure : 300 bar Delta Pressure : 278 bar Max volume : 30 m ³ /h Operating medium : LNG and LN ₂
HP Vaporizer	Type : Shell & Tube Operating medium : LNG and LN ₂ Heating medium : Glycol water Discharge Temperature : 45 °C
LP Vaporizer	Type : Shell & Tube Operating medium : LNG and LN ₂ Heating medium : Glycol water Discharge Temperature : -120 °C
FG Heater	Type : Shell & Tube Operating medium : LNG and LN ₂ Heating medium : Glycol water Discharge Temperature : 40 °C

시스템의 주요 구성은 컨테이너선박에 IMO-C type LNG 탱크를 탑재 저압 펌프와 고압 펌프를 활용하여 300 bar로 LNG를 가압하여 기화기에서 엔진에서 요구하는 온도조건을 맞추는 방식으로 시스템을 선정하였다.

저압 펌프는 고압펌프의 최소 흡입압력 이상으로 안정적인 공급을 위하여 탑재하였으며 가압 압력은 15 bar로 선정하였다. 용량은 MDT CEAS를 기초로 하여 13,930 kg/h (29.35 m³/h) 이상을 공급할 수 있는 조건으로 하였다. HP pump는 LP pump와 동일 유량의 LNG를 300 bar까지 가압하는 것으로 선정하였다.

기화기의 열원은 부동액으로 선정하였으며 부동액과 스팀의 열교환을 통하여 열량을 공급받는 형태로 시스템을 구성하였다. 발전기에 공급되는 가스는 기화기를 이용하여 40°C까지 온도를 상승시킨 후 기액 분리기를 통하여 메탄, 에탄, 프로판 등 비등점이 높거나 기화되지 않은 가스를 다시 탱크로 돌려보내는 형태로 구성을 하였다. 기액 분리기를 통과한 가스는 가스연료히터를 통하여 온도가 상승되어 이중 연료 발전기에 공급되는 형태로 선정하였다.

유량의 제어는 인버터를 탑재하여 회전수 조절 방식을 채택하였으며 압력의 조절은 고압 펌프의 후단의 밸브에서 조절하는 방식을 채택하였다. 고압 펌프 후단의 압력은 300 bar로 설정하였다. 후단 기화기에서 발생하는 압력 저하는 각 제품마다 다르기 때문에 고려하지 않았다. 이는 고압 펌프 후단의 조절 밸브를 통하여 압력 조절을 수행토록 할 예정이다.

위 공정설계 중 가장 핵심적인 부분은 고압 펌프의 운전 중 가장 중요한 조건은 적정 흡입압력의 선정이다. 고압 펌프는 왕복동 펌프는 극저온의 유체를 압축시키는 과정에서 발생하는 열로 인한 캐비테이션을 최소화시키기 위해서 가장 중요한 선택 값으로써 각 제작사마다 설정 값이 다르나 권고 압력 이상의 압력을 유지하여야만 안정적인 운전을 할 수 있다. 그러나 제작사에서는 최소 흡입압력에 대한 권고사항은 있지만 범위에 대하여는 지정하지 않고 있기 때문에 저압 펌프의 최고 압력 선정에 어려운 점이 있었다. 최소 흡입압력의 범위는 본 논문에서 활용하는 공정설계를 통하여 도출해내기 어렵기 때문에 설비 구축을 통한 실험 또는 유동해석을 통하여 추가적인 연구가 진행되어야 할 필요가 있다.

외의 보일러 용량의 증가가 필요하다.

Table 3.9는 공정설계를 기반으로 산출된 각 구성품의 압력, 온도, 소비 전력을 나타 내었다.

Table 3.9 FGSS process design result for 12S90ME-GI and 6L35/44DF x 4 sets

	LP Pump	HP Pump	HP Vapourizer	LP Vapourizer	FG Heater
Pressure (In/Out)	7 bar / 22 bar	22 bar / 300 bar	300 bar / 300 bar	7 bar / 7 bar	7 bar / 7 bar
Temperature (In/Out)	-163°C / -162.2°C	-162.2°C / -148.1°C	-148.1°C / 45°C	-163°C / -120°C	-120°C / 40°C
Mass flow	13,930 kg/h	13,930 kg/h	13,930 kg/h	3,880 kg/h	2,500 kg/h
Power consumption	16.31 kW	302.1 kW	2,374 kW	441.9 kW	245.0 kW

Fig.3.2는 12S90ME-GI 엔진을 운용하기 위한 압축기 형태의 LNG 연료공급시스템이다. 가스 압축기를 5단으로 직렬 배치를 통하여 300 bar 가압을 수행하며 압축기 사이 냉각기를 통하여 가압시 상승되는 온도를 낮추어 주도록 설계하였다. 가스 압축기의 경우 300 bar 가압을 위해서 약 4,274 kW의 전력이 필요한 것으로 해석되었다.

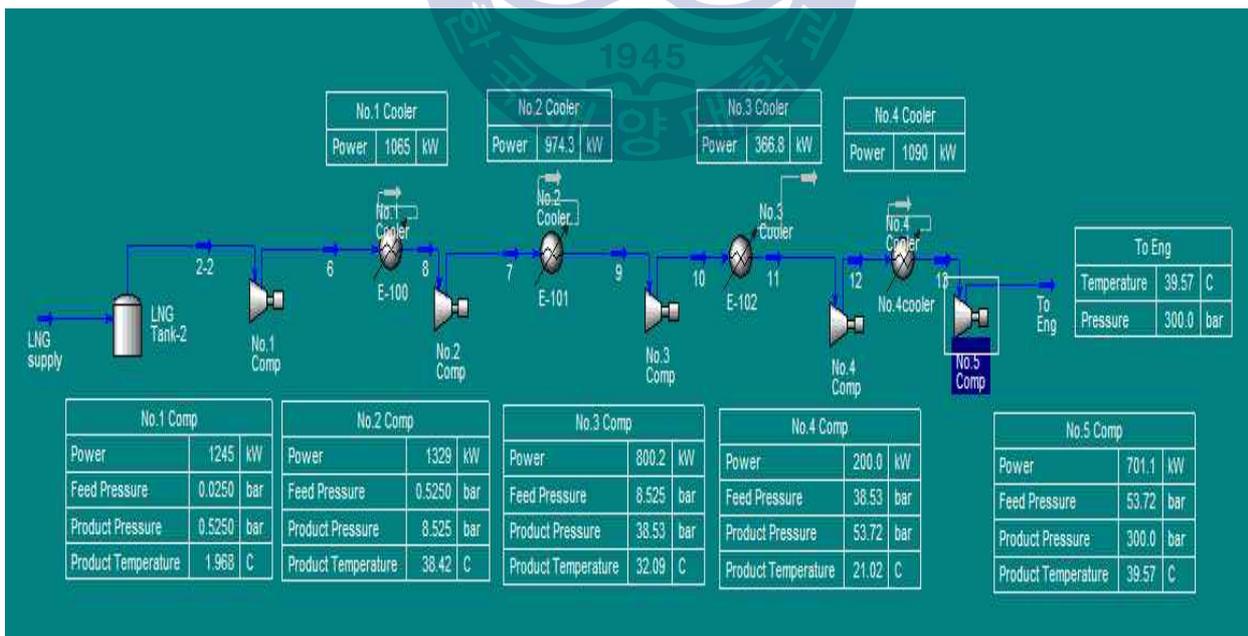


Fig.3.2 Fuel gas supply system(Compressor type) for 12S90ME-GI and 6L35/44DF x 4 sets

그러나 액상으로 가압하는 고압펌프의 소비 전력은 317 kW로 가스 압축기의 약 7%의 전력으로 가압이 가능 한 것으로 확인 되었다. 따라서 액상을 가압하는 LNG 연료공급시스템의 효율이 월등히 뛰어난 것으로 검증 되었다.

현재 LNG 연료의 최고 장점은 이산화탄소의 배출량 저감이다. 따라서 위 공정설계를 기반으로 이산화탄소의 배출량을 비교하였다. 최대출력을 기준으로 24시간 운항을 가정 하였으며 연료소비량은 MDT사에서 CEAS로 제공한 자료를 활용하였다.

LNG의 경우 발열량의 차이가 크기 때문에 저위발열량과 고위발열량을 기준으로 분리 하여 비교를 수행하였으며, LNG 연료공급시스템을 운전하기 위한 저압 펌프, 고압펌프, 기화기 등의 소비동력은 6L35/44DF 발전기의 연료소비량(100 부하)으로 변환하여 계산을 수행하였다. Table 3.10에서는 LNG 연료 사용을 통한 이산화탄소 저감량에 대하여 계산해 보았다.

Table 3.10 Comparison for HFO and LNG at 12S90ME-GI^{[27],[28]}

		Fuel oil consumption (ton/day)	CO ₂ emission (ton/day)	Remark
HFO		275.42	857.66	
LNG	Low CV (38,000 kJ/kg)	300.85	827.35	· Include FGSS machinery. · Exception of pilot oil
	High CV (50,000 kJ/kg)	228.73	629.02	
		9.65	26.53	
<ul style="list-style-type: none"> · Main Engine SMCR : 24 hour operating · FGSS machinery fuel consumption : 6L35/44DF Generator SFGC 100% Load · Exception Methane slip · CO₂ Conversion Factor according Table 1.1 				

LNG 연료를 활용할 경우 LNG 연료공급시스템의 전력소비량을 감안하지 않을 경우 24% 가량 이산화탄소 저감 효과를 볼 수 있다. 그러나 발열량이 낮은 LNG를 사용할 경우 중유를 사용할 때 보다 약 4.6 ton 이산화탄소가 증가하는 것으로 확인 되었다. 저위 발열량 LNG를 연료로 사용할 경우 온실가스 저감의 의미는 없으며 점화오일, 메탄슬립

을 감안할 경우 기존 중유보다 훨씬 많은 온실가스를 배출할 수 있다. Table 1.1에서 정의한 LNG의 이산화탄소 배출 계수는 2.75로 중유(3.114)보다 약 12%를 저감하는 것으로 정의하였다. 그러나 발열량의 정의가 없기 때문에 이산화탄소 변환 계수에 추가적인 연구가 필요할 것으로 보인다. 고압펌프를 활용하여 고위발열량의 LNG 연료를 사용할 경우 기존의 연료보다 20% 이상의 이산화탄소 저감효과를 가질 수 있다는 결론을 얻을 수 있었다.



3.3 실험용 LNG 연료공급시스템 공정흐름도 선정

3.2 절에서는 12S90ME-GI 엔진을 선박에서 운용하기 위한 FGSS의 공정설계를 수행하였다. 그러나 1차 가압펌프(LP pump, 저압 펌프)가 공급해야 하는 압력에 대한 정의와 적정 운전 압력을 도출하지 못하였다. 따라서 실험용 설비를 공정설계하고 실제 설비와 비교하여 적정 운전 압력을 3.3 절에서 도출하도록 하겠다.

Fig.3.3은 실험용 LNG 연료공급시스템의 공정흐름도이다. 주 추진기관에 LNG를 공급하기 위한 저압 펌프, 고압 펌프, 고압 기화기 3가지 주요 구성품과 저압, 고압 펌프의 예냉을 위한 배관, 고압펌프 승압 시스템 등 부수적인 시스템의 구성이 필요하다.

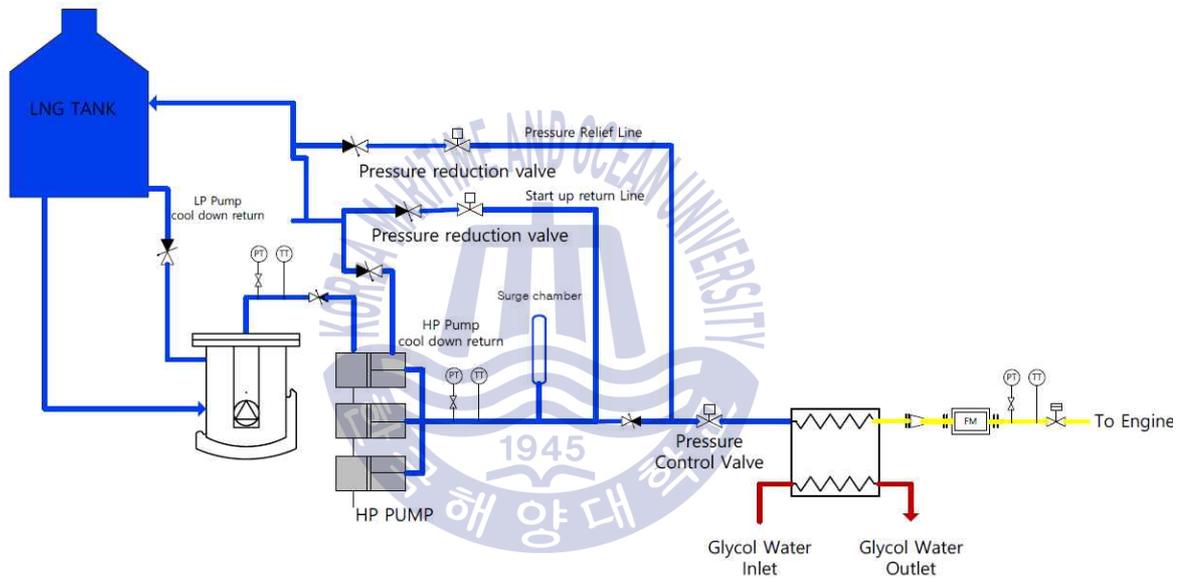


Fig.3.3 LNG fuel supply system process flow diagram

LNG 연료추진선박에 채택될 것으로 예측되는 IMO Type-C 탱크를 사용하였으며 저압, 고압 펌프를 활용하여 300 bar 가압 시스템을 구성하며 기화기를 통한 상변화를 하는 시스템이다. 추가로 고압펌프 출구 측에 맥동저감장치를 활용하여 압력의 급격한 변화를 최소화 하였으며 기동 회수라인과 과압방지배관을 활용하여 압력 조절을 할 수 있도록 설계하였다. 탱크로 회수되는 배관에는 줄톰슨(Joule-Thomson)밸브를 구성하여 감압의 역할을 할 수 있도록 하였다.

3.4 실험용 LNG 연료공급시스템 정적상태 모델링

해석 값을 바탕으로 실험의 방법을 도출하고자 실험용 LNG 연료공급시스템의 정적상태 모델링을 수행하였다.

LNG 탱크의 조건은 -163°C , 7 bar, 저압펌프의 토출 압력은 22 bar(Δp 15 bar) 로 설정하였으며 엔진에 공급되는 가스는 압력 300 bar, 온도 45°C 로 설정하였다. 유량설정에 따라 저압 펌프와 고압 펌프의 운용 유량과 소비전력이 변화하기 때문에 엔진 제조사에서 설계 유량으로 제시한 13,930 kg/h(LCV 38,000 kJ/kg) 조건으로 Fig.3.4의 시스템을 구성하였다. 추가적으로 최고 발열량을 기준으로 도출된 10,360 kg/h (LCV 50,000 kJ/kg) 유량을 기준으로 Fig.3.5에서 해석을 수행하였으며, Fig.3.6은 100% 부하 유량을 기준으로 시스템을 해석해 보았다.

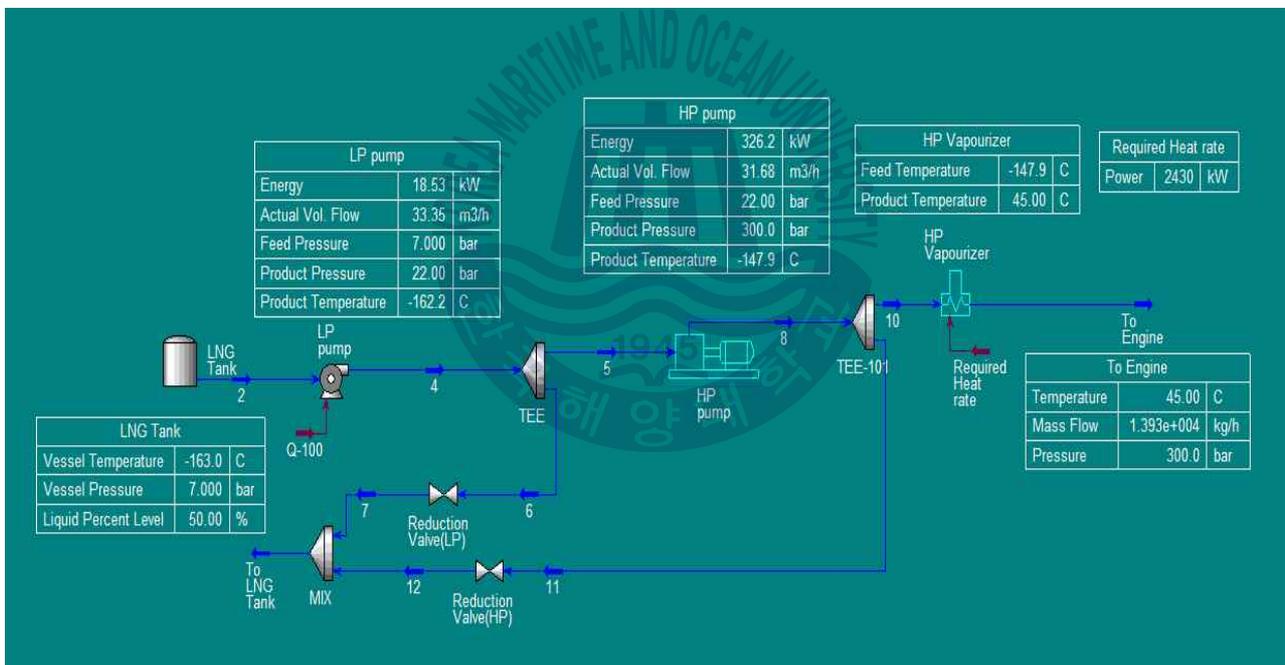


Fig.3.4 Steady static process design at test facility (13,930 kg/h)

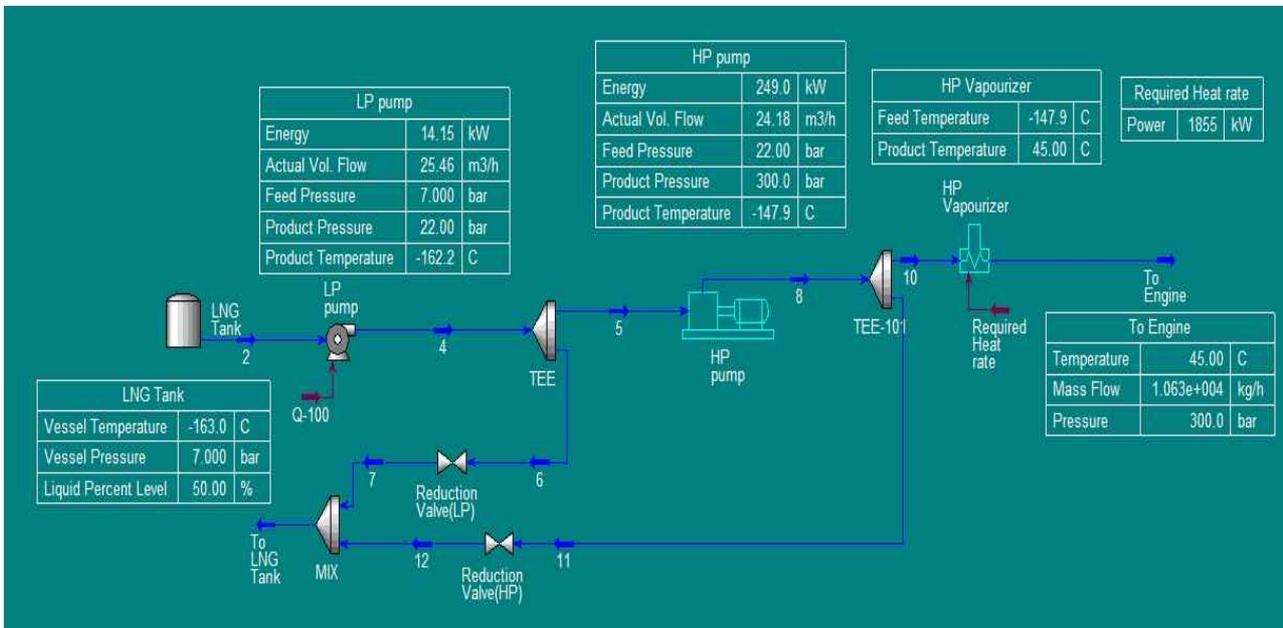


Fig.3.5 Steady static process design at test facility (10,630 kg/h)

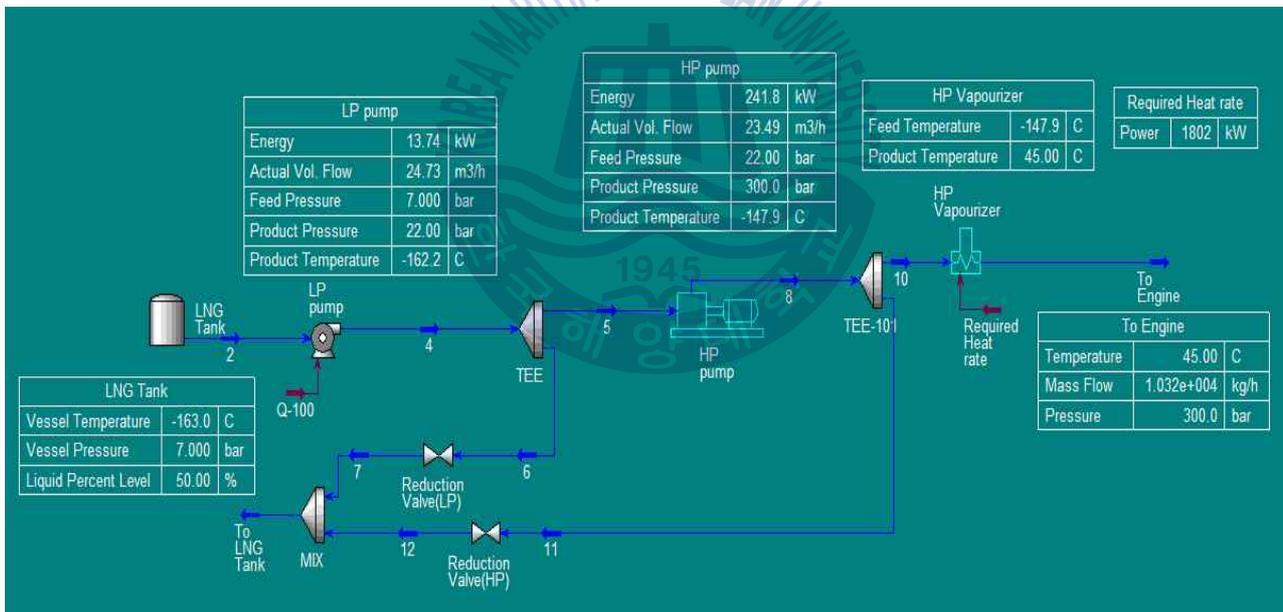


Fig.3.6 Steady static process design at test facility (9,378 kg/h)

Table 3.11에서 위 해석 결과 값을 정리하였다. 유량에 따라 소비전력과 기화기의 열량 조건이 미세하게 변하였으며 펌프의 소비 전력, 유체의 온도 등 주요한 값의 큰 변화는 없었다.

Table 3.11 Steady static process design at test facility result

	Required Mass flow at LCV 50,000 kJ/kg	Required Mass flow at LCV 38,000 kJ/kg	100% Load	110% Load
LP Pump Power	18.53 kW	14.15 kW	12.48 kW	13.74 kW
LP Pump Temperature	-162.2 °C	-162.2 °C	-162.2 °C	-162.4 °C
HP Pump Power	326.2 kW	249.0 kW	219.6 kW	241.8 kW
HP Pump outlet Temperature	-147.9 °C	-147.9 °C	-147.9 °C	-147.9 °C
HP Vaporizer Required Heat rate	2,430 kW	1,855 kW	1,636 kW	1,802 kW
Mass flow	13,930 kg/h	10,630 kg/h	9,378 kg/h	10,321kg/h

Table 3.12는 위 용량에 맞도록 저압 펌프, 고압펌프, 기화기의 운용 범위를 정리하였다. 공정해석에서 얻어진 유량과 전력의 LNG 연료공급시스템은 현재까지 제작 이력이 없는 상태로 동일한 규모의 실험은 사실상 어려운 실정이었다.

Table 3.12 Operating range of FGSS component

Component	Operating Range
LP Pump	0.9 kW ~ 13.39 kW
HP Pump	22.8 kW ~ 337.9 kW
Vapourizer	1,636 kW ~ 2,395 kW

현재 국내에는 엔진제조사 가스엔진을 테스트하기 위하여 구축된 LNG 연료 공급 시스템이 있으나 활용이 불가능 하였다. 따라서 선박에서 사용하는 연료인 LNG를 이용한 실험은 불가능 하였으나 실험유체를 액화질소로 활용이 가능한 설비를 통하여 저압펌프

의 토출압력에 따른 최적화를 할 수 있는 실험 설비를 확인하였고 실험을 수행하였다. 실험설비의 주요 장비 스펙은 Table 3.13 과 같다.

Table 3.13 Specification of test facility component

Component	Operating pressure	Operating Volume
LP Pump (Centrifugal type)	Max. 22 bar	20.4 m ³ /h
HP Pump (Reciprocating type)	Max. 370 bar	15.0 m ³ /h
Vapourizer (PCHE type)	Max. 330 bar	14.5 m ³ /h(Liquid) 30.2 m ³ /h(Vapour)



3.5 실험을 통한 저압 펌프의 적정 공급 압력 검토

실험을 수행하기 전 저압펌프의 공급 압력에 따른 고압펌프의 성능 변화를 예상하기 위하여 공정설계 프로그램을 활용하여 예상 전력소모량, 온도변화를 예측하였다. 300 bar 가압을 위한 소비전력은 압력변화에 따른 차이가 없었으며 고압펌프의 토출 온도의 변화도 없는 것으로 확인되어 공정해석상 저압펌프의 적정 공급압력은 중요한 요소가 아닌 것으로 판단할 수 있었다. 그러나 실제 시스템 운용시 저압펌프가 공급하는 고압 펌프 압력에 따라 펌프의 진동, 소음, 공동현상 등 운용 효과가 달라지는 것으로 알려져 있어 최소, 최대 압력의 선정이 운용상 중요한 인자로 판단된다. Table 3.14는 공정해석을 통하여 고압펌프 흡입 압력에 따라 변화하는 고압펌프 주요 인자를 정리하였다.

Table 3.14 Power consumption for HP pump suction pressure(ΔP) by simulation

HP pump Suction Pressure(ΔP)	LP pump power (kW)	LP pump discharge temperature	HP pump power (kW)	HP pump discharge temperature	Total pump power(kW)
2 bar	1.82	-162.9 °C	253.2	-147.9 °C	255.02
3 bar	2.74	-162.8 °C	252.3	-147.9 °C	255.04
4 bar	3.66	-162.8 °C	251.4	-147.9 °C	255.06
5 bar	4.57	-162.7 °C	250.5	-147.9 °C	255.07
6 bar	5.49	-162.7 °C	249.7	-147.9 °C	255.19
7 bar	6.41	-162.6 °C	248.8	-147.9 °C	255.21
8 bar	7.32	-162.6 °C	247.9	-147.9 °C	255.22
9 bar	8.24	-162.5 °C	247.1	-147.9 °C	255.34
10 bar	9.15	-162.5 °C	246.2	-147.9 °C	255.35
11 bar	10.07	-162.4 °C	245.3	-147.9 °C	255.37
12 bar	10.99	-162.4 °C	244.4	-147.9 °C	255.39
13 bar	11.91	-162.3 °C	243.6	-147.9 °C	255.51
14 bar	12.82	-162.3 °C	242.7	-147.9 °C	255.52
15 bar	13.74	-162.2 °C	241.8	-147.9 °C	255.54
16 bar	14.65	-162.2 °C	240.9	-147.9 °C	255.55
17 bar	15.57	-162.1 °C	240.1	-147.9 °C	255.67
18 bar	16.48	-162.1 °C	239.2	-147.9 °C	255.68
19 bar	17.40	-162.0 °C	238.3	-147.9 °C	255.70
20 bar	18.32	-162.0 °C	237.5	-147.9 °C	255.82

실험 유체가 LNG에서 LN₂로 변화하였기 때문에 유체를 LN₂ 조건으로 공정해석을 수행하였다. 단열(insulation)이 완벽하게 이루어져 있지 않기 때문에 실험설비의 이전 데이터를 기반으로 저압펌프의 입구온도를 -185℃, 탱크 압력 4.5 bar, 유량은 엔진제조사에서 요구하는 최대유량인 13,930 kg/h를 적용하였다.

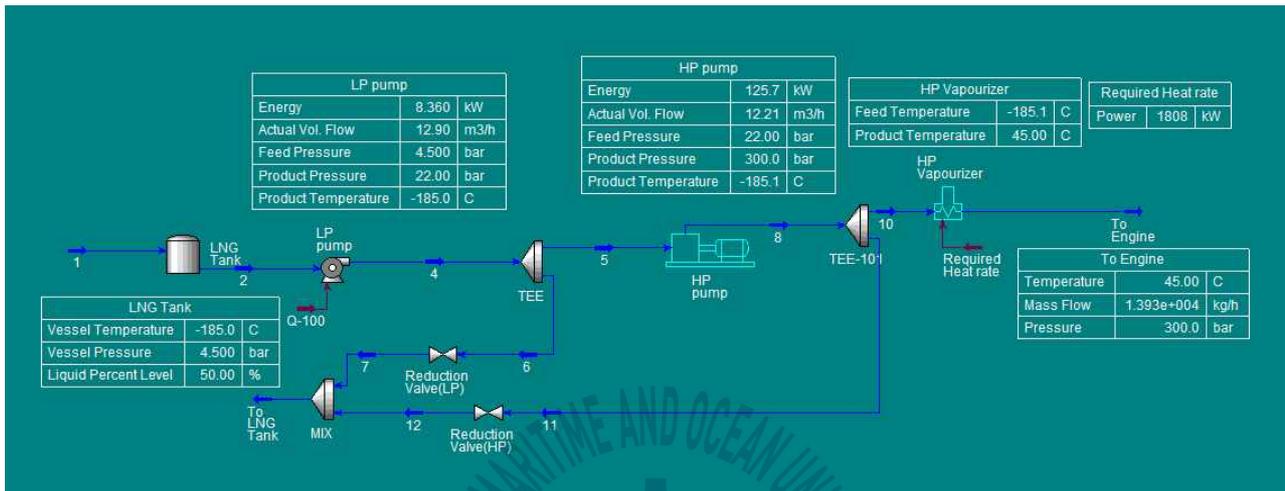


Fig 3.7 LN₂ based steady static process design (13,930 kg/h)

공정해석을 통하여 저압펌프의 출구온도와 고압펌프의 출구온도는 약 -185℃로 예상되었다. 액화질소의 비중이 LNG 보다 높기 때문에 체적유량은 감소하였다. 그러나 기자재 단품의 성능평가를 수행하는 것이 아닌 저압펌프의 적정공급 압력을 검증하는 실험이기 때문에 비중의 변화에는 큰 초점을 두지 않았다.

실험은 위에서 소개한 ME-GI 엔진용 LNG 연료공급시스템을 활용하며 실험절차는 다음과 같다.

(1) 가스연료공급시스템 퍼지(purge) 및 LN₂ 탱크 충전

극저온 유체를 사용하기 위해서는 시스템 내부의 공기를 극저온 유체로 치환을 해야한다. 시스템 내부의 공기는 수분을 함유하고 있기 때문에 극저온 유체가 혼입되게 된다면 응결이 발생하여 배관 막힘, 손상 등의 문제가 발생할 수 있다. 따라서 본 실험을 수행하기 위해서 벤팅 개소마다 이슬점 계측을 통하여 퍼지를 수행 후 일정 기준이하에 도달이 되면 탱크로리를 이용하여 액화질소를 탱크에 주입하였다. Fig.3.8은 실험을 수행

한 LNG 연료공급시스템이다.



Fig.3.8 Test facility of LNG fuel gas supply system^[29]

(2) 1차 예냉작업

LN₂ 수급이 종료되면 저압펌프탱크의 레벨에 유의하며 저압 펌프를 저부하로 운전을 시작한다. 저압 펌프는 인버터를 사용하여 유량을 조절하기 때문에 초기 기동시 부하경감과 압력 변화를 방지하기 위하여 저부하로 운전을 시작한다. 저압 펌프에서 토출되는 LN₂를 이용하여 후단부터 고압펌프 출구까지 예냉이 수행된다. 이때 사용되는 LN₂는 고압펌프를 통과하여 탱크로 회수되게 된다. 지속적인 예냉을 통하여 고압 펌프의 온도가 기준온도 이하가 되면 2차 예냉작업을 종료한다. 이때 발생하는 증발가스는 탱크 배출 밸브를 통하여 대기로 방출한다.

(3) 2차 예냉작업 및 실험

고압펌프 출구 측에 탱크 회수배관의 밸브를 개방하고 토출 밸브(기화기 전 밸브)는 폐쇄하여 고압펌프기동을 준비한다. 고압펌프 흡입 측 압력이 정상상태인 경우 고압 펌프를 기동한다. 고압 펌프가 정상 기동되고 회수배관의 밸브를 점점 잠그며 토출 밸브를 개방하여 압력을 상승시킨다. 이후 저압 펌프의 토출 압력에 변화를 주어 고압펌프의 적정 공급압력을 선정한다.

Table 3.15 Test result of LNG fuel gas supply system in LN₂

HP pump Suction Pressure(ΔP)	LP pump discharge Pressure (bar)	LP pump discharge temperature (°C)	HP pump discharge Pressure (bar)	HP pump discharge temperature (°C)	Vibration
6 bar	11.0	-168	254	-140	Serve
7 bar	12.0	-168	293	-140	Occur
8 bar	13.1	-168	293	-140	Occur
9 bar	13.6	-168	324	-125	Occur
11 bar	16.0	-168	310	-135	Occur
12 bar	17.1	-169	275	-131	Occur
13 bar	18.0	-169	263	-131	Occur
14 bar	19.3	-167	207	-128	Occur
15 bar	20.3	-167	278	-131	Serve
16 bar	20.6	-167	305	-132	Serve

Table 3.15는 실험 설비에서 도출된 값을 압력별로 정리하였다. 실험의 목표인 최적 공급압력을 도출하기 위하여 고압펌프의 흡입압력(Δp)의 변화를 주었다. 진동(vibration)의 값은 별도의 설비가 없어 실험이 진행되는 동안 시험자에 의하여 판단을 통하여 정리 하였다.

이를 통하여 6 bar 이하의 공급압력에서 심한 진동이 발생하며 15 bar 이상이 되는 경우 이전보다 진동이 심해지는 것을 확인할 수 있었다. 그러나 7 bar ~ 14 bar 구간에서도 진동이 발생하였다. 이는 시스템 공정 해석시 -180°C 정도로 예측되었던 고압펌프의 출구구간이 -140°C 이상으로 결과 값을 얻게 되었다. 2.2.1절에서 언급 논문과 같이 펌프 내부의 압송유체의 유입과 마찰열에 의한 기체발생으로 고압펌프 내부에서 충격이 가해 진 것으로 판단된다. 고압펌프에는 기체와 액체가 혼합된 상태로 가압이 이루어 지면서 전체 압력 구간에서 진동이 발생된 것으로 저온을 이송하는 펌프의 특징으로 보여진다. 따라서 질소를 활용하여 정확한 결과 값 확보는 어려울 것으로 확인되었다.

저압 펌프의 적정압력의 확보는 고압펌프의 안정적인 운용을 위한 기초 자료로서 압력이외에도 예냉 작업의 영향을 받는 것으로 보인다. 특히 고압펌프의 예냉 작업

이 적절히 되지 않을 경우 LNG가 펌프 내에서 기화된 기체가 피스톤의 압축일을 방해하여 펌프에 과도한 힘이 가해질 수 있다. 2.2.1절에서 압송유체의 유입과 마찰열에 의한 기체 발생으로 펌프에 손상을 입힐 수 있다고 언급하였다. 극저온 유체를 이송하는 펌프는 흡입부와 토출측의 온도차이가 작아야 성능이 좋은 것으로 판단한다. 온도가 높아지면 발생된 기체에 의하여 캐비테이션이 발생함으로 결국 펌프의 손상으로 이어질 수 있다. 회전 용적형 기어펌프의 경우 로터와 로터의 치합이 열릴 때 로터 간극주위의 압력이 낮아지면서 캐비테이션 발생이 높아지는 것을 확인할 수 있다^[30]. 또한 캐비테이션은 펌프의 수명을 단축시키는 원인이 될 수 있다.^[31] 극저온 유체에서의 캐비테이션은 물 등의 등온유체(isothermal flow)에서 발생하는 공동현상과는 다른 특성을 지닌다. 극저온 유체에서 공동현상이 발생하게 되면 공동 내부의 온도가 주 유체의 온도보다 낮아지게 된다. 이것은 상변화에 의한 잠열로 인해 열을 빼앗기 때문이다. 이러한 현상을 “열역학적 효과(Thermodynamic Effect)”라고 부르며 낮아진 온도에 인해 공동 내부의 증기압이 국부적으로 낮아지게 되므로 이로 인해 열역학적 효과가 없었을 때보다 공동의 크기가 더 작게 발생하게^[32] 되어 피스톤 펌프의 경우 진동이 심하게 발생하게 된다.

또한 안정적인 운전을 위해서는 예냉작업이 적절히 이루어 져야 한다. LNG 운반선의 경우 탱크 상부와 하부의 온도 평균이 -135°C 이하가 되어야 예냉작업이 완료되었다고 판단한다. 그러나 LNG 연료공급시스템의 경우 기준이 없기 때문에 공정해석을 통하여 얻어진 값을 예냉완료 기준으로 제시 하고자 한다. 기준 온도 이하로 고압펌프의 탱크 회수라인과 토출 측 배관의 온도를 하강시켜야 LNG의 기화로 인한 충격을 감소시킬 수 있다. 공정해석 결과 -147.9°C 의 극저온 LNG 유체가 통과 할 것으로 예상되기 때문에 위 온도 이하로 배관을 예냉해야 한다. 또한 배관 내에 열이 균일하게 확산될 수 있도록 일정시간 이상 유지를 해주어야 충분한 예냉작업이 되었다고 판단할 수 있다.

3.6 실험을 통한 고압 LNG 연료공급시스템 운전 특성 및 보완점

Fig. 3.9의 그래프는 약 20분 동안 고압 LNG 연료공급시스템을 운전한 후 얻은 그래프이다. 파란색은 고압펌프의 압력으로 압력 변동이 큰 것을 볼 수 있다. 엔진 제조사에서 권고하는 ± 2 bar의 압력변동보다 큰 값을 나타내고 있는 것을 알 수 있다. 일정 압력을 유지하지 못하고 압력이 상승과 하강을 하는 모습을 확인할 수 있다. 따라서 고압펌프 후단에 서지실(surge chamber) 또는 기화기 이후 완충탱크(buffer tank)를 통하여 압력의 헌팅(hunting)을 최소화하여 보다 수월한 LNG 연료공급시스템의 운전을 해야 할 것으로 보인다.

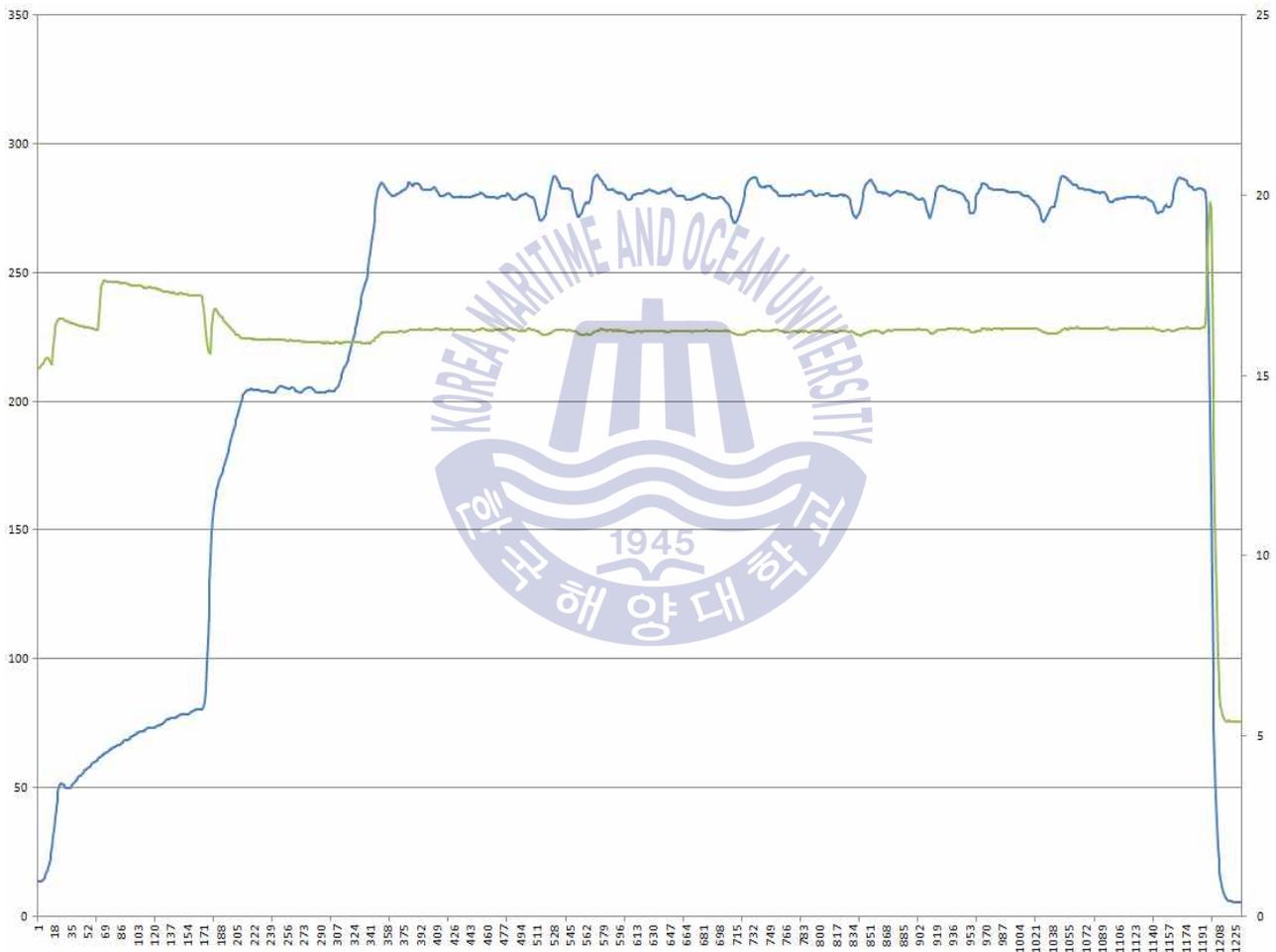


Fig.3.9 Graph for product pressure of HP pump and LP pump

Fig.3.10은 고압 펌프의 압력이 변화할 때 저압펌프의 압력 변화이다. 고압펌프의 압력이 변화 될 때마다 0.5 bar 가량 변화하는 형태를 보이고 있다.

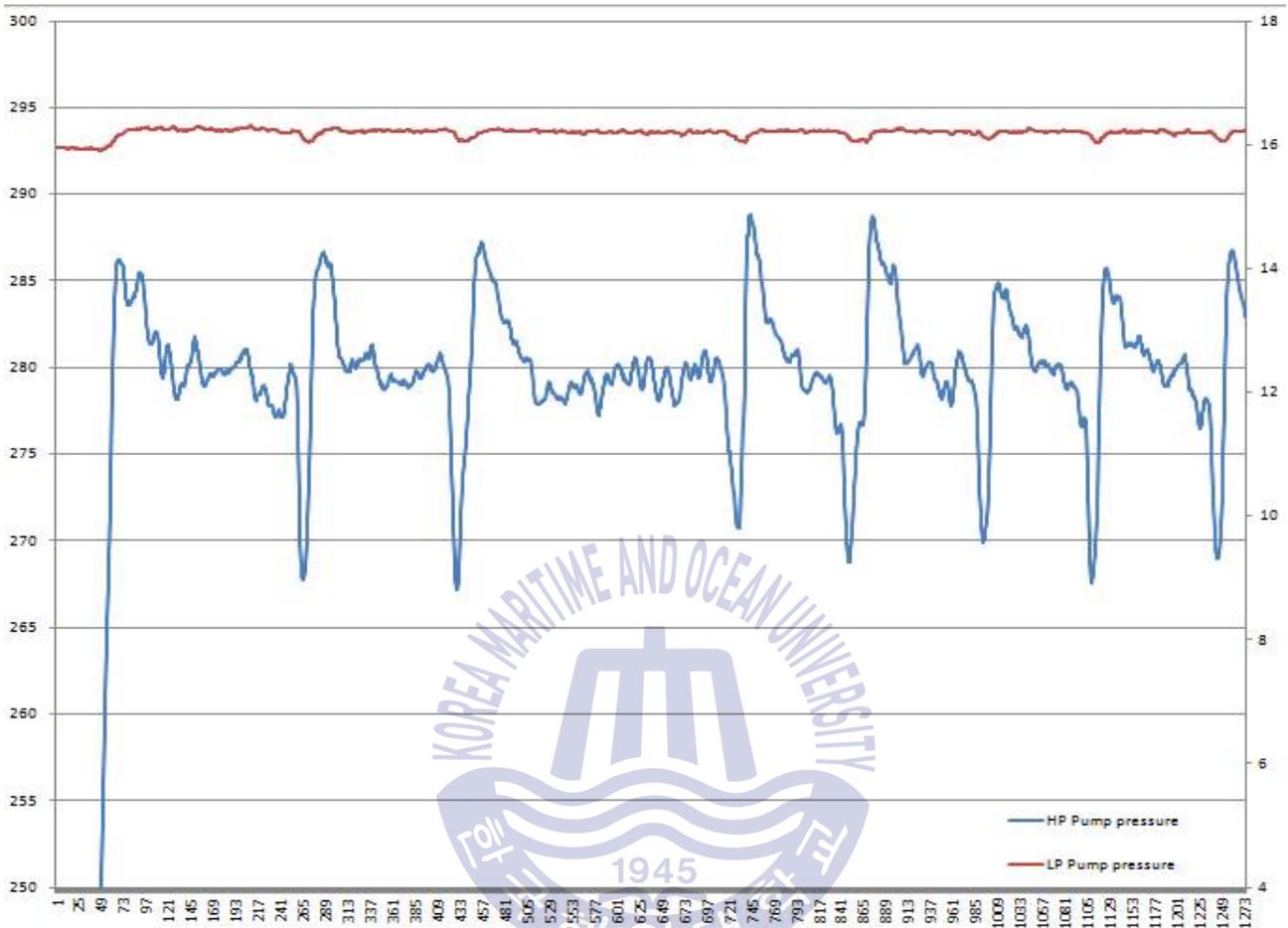


Fig.3.10 LP pump pressure pulsation at rapidly increasing HP pump pressure

Fig.3.11은 고압펌프의 압력이 급작스럽게 증가할 때 저압펌프의 압력이 1.5 bar 이상 하강하는 것을 알 수 있다. 추가적으로 압력이 증가함에 따라 토출 유체의 온도는 하강하는 것을 알 수 있다. 따라서 최대 사용 압력에 맞는 온도로 맞추어 예냉작업을 수행해야 한다.

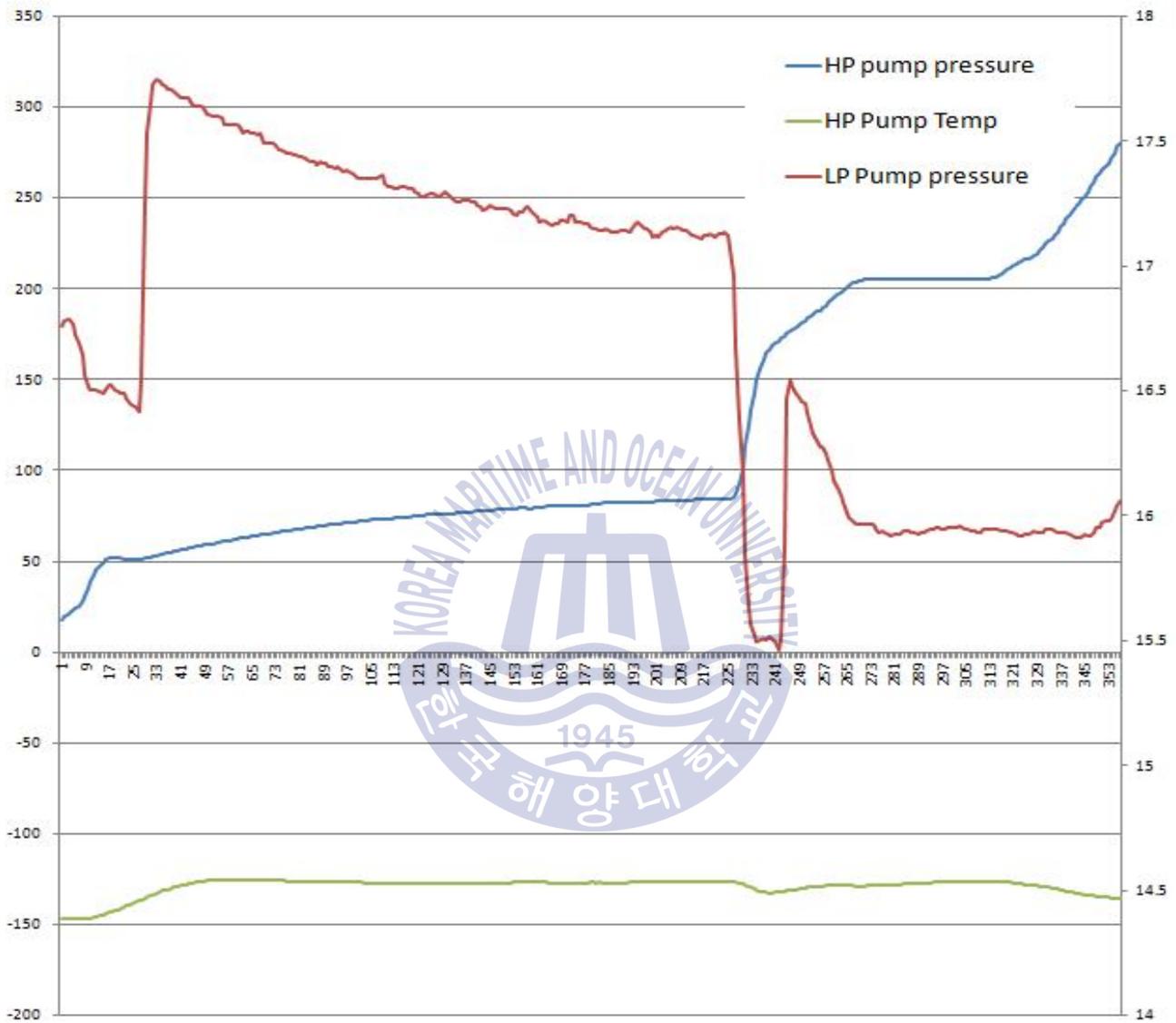


Fig.3.11 HP pump pressure and LP pump pressure curve with HP pump discharge temperature

제 4 장 결 론

LNG는 이산화탄소 저감, 황산화물 저감 등 배기배출물 감축에 효과적인 대체연료로 각광받고 있다. LNG를 연료로 사용하기 위해서는 LNG 연료공급시스템이 별도로 탑재되어야 하며 현재까지 운용실적이 미비하여 향후 운항 데이터와 경험이 축적될 때 까지는 오랜 시간이 걸릴 것으로 예상된다. 따라서 본 논문에서는 선박에 탑재된 12S90ME-GI 엔진에 적합한 고압 LNG 연료공급시스템 운전특성을 분석하고 실험을 통하여 예상되는 문제점에 대하여 고찰하였다.

본 논문의 연구 결과를 요약하면 다음과 같다.

1. 고압 LNG 연료공급시스템은 저압 펌프를 통하여 고압펌프에 흡입양정을 일정하게 공급해주어야 한다. 이때 최저 흡입양정과 최대 흡입양정이 있는 것을 실험을 통하여 확인하였다. 이 범위는 LNG 연료공급시스템마다 적절한 값이 다를 것으로 예상되어 시운전시 최저, 최대 흡입양정 시험을 수행하여 안정적인 운전이 될 수 있도록 절차상 개선이 필요하다고 판단된다.
2. 고압 펌프의 안정적인 운전을 위해서는 토출부의 온도를 -147.9°C 까지 예냉하여 펌프 내에서 발생하는 캐비테이션을 방지해야한다. 또한 실험을 통하여 확인된 고압펌프의 압력 변동은 완충탱크(buffer tank) 또는 서지실(surge chamber) 등 압력완화 설비를 추가하여 안정적인 압력 공급이 필요하다고 판단된다.
3. 고압 LNG 연료공급시스템을 액체 가압할 경우 가스를 가압하는 시스템 보다 소비전력이 작아 운용의 효율성이 높다. 고위발열량의 LNG를 연료로 사용할 경우 이산화탄소 배출량 감소를 통한 온실가스배출량 감축이 가능하다고 판단된다.

현재 LNG 연료추진선은 증가 추세에 있으며 고압 LNG 연료공급시스템의 경우 디젤 사이클의 높은 효율과 메탄슬립이 적게 발생하는 이점을 가지고 있기 때문에 운영자에게 높은 선호도를 보일 것으로 예상된다. 따라서 본 논문에서 제시하는 고압

펌프의 최저, 최대 흡입양정, 예냉 완료시점, 토출 압력의 맥동 개선 방안 등을 토대로 향후 개발되어지는 LNG 연료공급시스템 및 각 구성품의 개발에 참고가 될 것이라고 생각한다.



참고문헌

- [1] IMO, 2014, *MEPC.245(66) Carbon content conversion factor for fuel type*
- [2] LR, 2012.08. *The outlook for LNG bunker and LNG fuelled new build demand up to 2025*, LNG fuelled ship deep sea shipping.
- [3] IPCC, 2013, *IPCC Assessment Report 5*
- [4] 조권희, 2012, *선박 유류 이론과 실무*, 다솜출판사
- [5] 한국가스공사 홈페이지(www.kogas.or.kr), 순수가스의 물리 화학적 성질, [Accessed 11 March 2016]
- [6] 박찬샘, 2009, *동적 모사를 통한 액화천연가스 터미널의 재순환 유량 개선*, 석사 학위논문. 서울:서울대학교,
- [7] 한국에너지공단 홈페이지(www.kemco.or.kr), 에너지 통계, [Accessed 17 March 2016]
- [8] Wikipedia the free Encyclopedia, 2016, *Methane Data Page*, http://encyclopedia.airliquide.com/images_encyclopedie/VaporPressureGraph/Methane_Vapor_Pressure.GIF [Accessed 11 Sep 2016]
- [9] G.G Nasr·N.E Connor, 2014, *Natural Gas Engineering and Safety Challenges*, Springer.

- [10] International council on combustion engines, 2015, CIMAC WG 17 'Gas Engine', CIMAC Position paper, *Impact of Gas Quality on Gas Engine Performance*.
- [11] International group of liquefied natural gas importers, 2015, *Position paper on the impact of including methane number in natural gas regulation*
- [12] 전효중, 이돈출, 공역, Pounder 원저, 2011, 제 9판 선박용 디젤엔진 및 가스터빈,
- [13] Rene Sejer Laursen, 2012, [Dual fuel ME-GI Engine Performance and the economy](http://www.ngva.eu/images/MAN-Rene-Sejer.pdf), [http://www.ngva.eu/ images/MAN-Rene-Sejer.pdf](http://www.ngva.eu/images/MAN-Rene-Sejer.pdf) [Accessed 11 Feb 2016].
- [14] Andrea Tucci, 2015, WinGD low-speed engine Licenses conference 2015, *X-DF low pressure dual fuel engine Technology*.
- [15] Marcel Ott, 2016, CIMAC Congress 2016/233, *The 2-stroke low pressure dual fuel Technology: From Concept to Reality*.
- [16] 조권희, 2016, *선박유류이론과 실무 1 (III 윤활유편)*, 다솜출판사.
- [17] Rene Sejer Laursen, 2016, MAN Diesel course 2016, *Introduced ME-GI engine*.
- [18] 백은성, 2014, Offshore Korea, *LNG 연료공급시스템 소개*.
- [19] 이종민, 이종구, 2014, *LH₂ 용 전동식 초저온 피스톤 펌프의 압축성능*, 2014 년 도 대한기계학회 에너지 및 동력부분춘계학술대회.
- [20] Ouji Moriyama, 2015, WinGD low-speed engine Licenses conference 2015, *First experiences with the W6X72DF engine*.

- [21] 데일리안 경제기사, 2016.02.25. <http://www.dailian.co.kr/news/view/558539/?sc=naver>. [Accessing 15. sep 2016]02
- [22] DSEC 연구실적,2016, http://www.idsec.co.kr/korea/01_business/business_02_02.php#nameA [Accessing 16 Sep 2016].
- [23] ACD Crygenic Industries company home page Catalog, 2016, http://www.acdcom.com/downloads/lng_fuelsupply.pdf, [Accessing 16 Sep 2016].
- [24] Donghwa Entec Homepage, 2016, http://donghwaentec.en.ecplaza.net/lng-vaporizer-heater--292258-220776_2.html, [Accessing 16 Sep 2016].
- [25] Marine man diesel & Turbo homepage CEAS, 2016, http://marine.man.eu/two-stroke/ceas_12S90ME-C10.5-GI, [Accessing 16 Sep 2016].
- [26] George Dimopoulos, 2016, CIMAC CONGRESS JUNE 2016, *Assessment of LNG Carriers electric propulsion configurations via process modelling*.
- [27] Marine man diesel & Turbo homepage CEAS, 2016, *MAN DIESEL AND TURBO CEAS ENGINE DATA 12S90ME-C10.5-GI (methane)with high load tuning*.
- [28] MDT, 2016, *Marine Engine IMO Tier II and Tier III Programme 2nd edition 2016*.
- [29] 천정민, 2016, *선박용 고압 LNG 연료공급시스템의 성능평가에 대한 연구*, 대한조선학회 2016 춘계학술대회.
- [30] 이중호, 이상욱, 2011, *회전용적 기어펌프에 대한 3차원 캐비테이션 유동해석*, 대한기계학회 2011 춘추학술대회.
- [31] 이도환, 강신철, 2012, *펌프 캐비테이션 침식 예측 진단*, 대한기계학회 춘추학술

대회 2012.

- [32] Y.Utturkar J. Wu, G. Wan g, W. Shyy, 20.5, *Recent Progress in modeling of cryogenic cavitation for liquid rocket propulsion*, Aerospace Sciences, vol.41.

