

## 액화천연가스 고압 연료공급시스템의 운전특성에 관한 연구

박고용<sup>1</sup> · 천정민<sup>2</sup> · 조권희<sup>†</sup>

(Received June 1, 2018 ; Revised June 24, 2018 ; Accepted July 14, 2018)

### Operational characteristics of high-pressure LNG fuel gas supply systems

Go-Yong Park<sup>1</sup> · Jeong-Min Cheon<sup>2</sup> · Kwon-Hae Cho<sup>†</sup>

**요약:** 선박으로부터의 배출되는 유해한 배기배출물을 억제하기 위한 국제해사기구의 규제가 강화됨에 따라 해운 업계에서는 청정연료인 천연가스를 선박용 주 연료로 사용하고자 노력하고 있다. 천연가스는 전통적인 선박 연료인 중질유에 비해서 질소산화물, 황산화물, 이산화탄소를 동시에 저감할 수 있다. 하지만 이를 선박용 엔진에 안전하게 공급하기 위해서는 별도의 연료공급설비를 설치해야한다. 선박용 주 연료로 천연가스를 사용할 수 있는 주기관은 연소실에 기체상태의 천연가스를 분사하는 방법에 따라 일반적으로 두 가지로 분류된다. 하나는 300 bar 이상인 고압의 천연가스를 압축행정 말경에 연소실에 직접 분사하는 것으로 디젤 사이클에 기반을 두고 있다. 다른 하나는 압축행정 중간에 저압의 가스가 연소실에 분사되고 피스톤이 상승됨에 따라 소기와 예혼합되는 것으로 오토사이클에 기반을 두고 있다. 디젤 사이클 기반의 엔진은 오토사이클 기반의 엔진에 비해 높은 열역학적 효율을 갖고 있으나, 연소실에 공급되는 천연가스의 압력이 고압으로 해당 설비의 운용 시 많은 문제점이 발생할 우려가 있다. 따라서 본 연구에서는 천연가스를 주 연료로 사용할 수 있는 선박용 디젤엔진에 고압의 천연가스를 공급할 수 있는 연료공급시스템의 운전특성을 확인하고, 엔진 부하별로 실험을 시행하여 천연가스를 해당 엔진에 안전하게 공급할 수 있는 설계 개선 방안을 검토하였다.

**주제어:** 유해 배기배출물, 디젤사이클, 고압 천연가스, 연료공급시스템, 운전특성

**Abstract:** As the regulations of the International Maritime Organization have been strengthened to restrain harmful emissions from vessels, the maritime industry is making efforts to use a clean fuel, namely, natural gas as the main fuel for ships. The use of natural gas can reduce the emission of nitrogen oxides, sulfur oxides and carbon dioxide simultaneously, as compared to the heavy fuel oil used in conventional vessels. However, separate fuel supply facilities must be installed in order to safely supply fuel to engines. The main engines that use natural gas as the primary fuel for ships are generally classified into two types according to the method of injecting gaseous natural gas into the combustion chamber. One engine type uses the Diesel cycle, in which high-pressure natural gas (not less than 300 bar) is directly injected into the combustion chamber at the end of the compression stroke. The other uses the Otto cycle in which low-pressure gas is injected into the combustion chamber during the compression stroke and the piston is raised and premixed with scavenging air. The thermodynamic efficiency of Diesel cycle engines is higher than that of Otto cycle engines, but the high pressure of the natural gas supplied to the combustion chamber could cause a significant number of technical problems during equipment operation. Therefore, this study investigated the optimized operating characteristics of a fuel supply system that could supply high pressure natural gas to a marine Diesel cycle engine operated using natural gas as the main fuel. Experiments corresponding to the engine load for safe supply of natural gas to the engine were conducted, and based on the results, suggestions to improve the design were proposed.

**Keywords:** Harmful emissions, Diesel cycle, High pressure natural gas, Fuel supply system, Operating characteristics

## 1. 서론

전 세계적으로 해양환경 보호에 대한 관심이 증대됨에

따라 국제해사기구(International Maritime Organization, 이하 IMO)는 선박으로부터의 이산화탄소, 황산화물 그리고

† Corresponding Author (ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-1539-655X>): Department of Offshore Plant Management, Korea Maritime and Ocean University, 727 Taejong-ro, Yeongdo-gu, Busan, 49112, Korea, E-mail: khcho@kmou.ac.kr, Tel: 051-410-4252

1 Sewol Investigation Commission, E-mail: goryongpark@gmail.com, Tel: 061-469-0511

2 Korea Ocean and Marine Equipment Research Institute, E-mail: jmcheon@komeri.re.kr, Tel: 051-410-5060

This is an Open Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>), which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

질소산화물 등의 유해물질의 배출을 억제하기 위해 관련 규제를 점차 강화하고 있다. 특히 황산화물의 경우에는 2020년 1월 1일부터 연료유의 황함유량을 0.5% 이하로 제한하기로 하였다. 이를 위해서는 선박용 주 연료로 저유황유나 액화천연가스(Liquefied Natural Gas, 이하 LNG) 연료를 사용하던지, 대안으로 배기가스세정장치(Exhaust Gas Cleaning System, 이하 EGCS)를 장착하여야 한다. 온실가스 규제 대응 방식으로는 선박 에너지 효율 향상 장치를 설치하거나 온실가스배출 계수가 낮은 연료를 사용하는 선박으로의 전환이 필요하다. LNG는 온실가스배출 계수가 2.75 g/g fuel[1]로 기존연료유(HFO)의 온실가스배출계수인 3.114 g/g fuel[1] 보다 낮기 때문에 온실가스의 발생량을 저감할 수 있으며, 연료 속에 황이 함유되어 있지 않아 황산화물규제까지 만족시킬 수 있는 청정연료로 간주되고 있다. 또한 LNG 연료의 가격은 공급 지역별로 차이가 있으나 장기적인 관점에서는 수요증가로 인해 전통적인 선박 연료인 중질유대비 가격 경쟁력을 확보할 것으로 예상되고 있다[2]. LNG를 선박용 주 연료로 사용하기 위해서는 기존의 전통적인 연료에 비해 LNG를 기관실 내의 엔진에 안전하게 공급할 수 있도록 하기 위한 안전설계가 요구된다. 이를 위해 IMO에서는 2004년 노르웨이 정부가 제출한 IMO BLG48/19를 시작으로 가스연료에 대한 논의를 시작하여 IGF Code (International code of safety for ships using gases or other low-flashpoint fuels) 2017년 1월 1일 IGF Code가 발효되었다[3]. IGF Code에 따라 LNG 연료공급시스템의 가스 누설, 화재, 폭발 등과 관련하여 안전성 평가, 위험성 평가를 국내외에서 건조된 선박에 대하여 연구하여 안전성에 대한 검증 연구가 활발하게 이루어지고 있다[4].

LNG 연료 추진선박은 아직까지 그 운영 실적이 미비하여 경험 축적기에 있는 기술로 간주되고 있으며, LNG 연료공급시스템과 엔진 운전 중에 발견된 문제점에 대해서 해당 설비들의 성능 향상을 위한 설계 개선의 필요성이 증대되고 있다. 따라서 LNG를 엔진 실린더 안으로 분사하기 위한 온도, 압력, 유량 등을 형성시켜주는 LNG 연료공급시스템에 대한 운전 및 운항성능에 대한 특성 연구가 필요하다.

본 연구에서는 12S90ME-GI 엔진에 가스연료의 공급이 가능한 LNG 연료공급시스템을 대상으로 이 설비의 운전특성을 확인하고, 엔진 부하별로 실험을 시행하여 천연가스를 해당 엔진에 안전하게 공급하고 성능을 향상시킬 수 있는 설계 개선 방안을 연구·검토하였다.

## 2. LNG 연료공급 시스템

LNG 연료를 기관실내에 설치된 엔진에 안전하게 공급하기 위해서는 기존의 연료시스템과는 달리 Figure 1에서 보는 바와 같이 기체 상태의 천연가스를 공급할 수 있는 연료공급 시스템을 적용해야 하며, 이는 선박용 엔진에 적용되는 사이클에 따라 그 구성이 상이하다. 디젤 사이클에

기반을 둔 고압형 2행정 가스엔진은 압축 행정 말경에 실린더 헤드 상부에 설치된 연료분사밸브를 통해서 기체 상태의 천연가스를 분사하므로 300 bar 이상의 고압상태인 천연가스가 공급되어야 한다. 반면 오토사이클에 기반을 둔 저압형 2행정 가스엔진은 압축 행정 도중에 실린더 라이너 측면에 설치된 연료분사밸브를 통해서 기체 상태의 천연가스를 분사하므로 16 bar 정도의 저압상태인 천연가스가 공급된다.

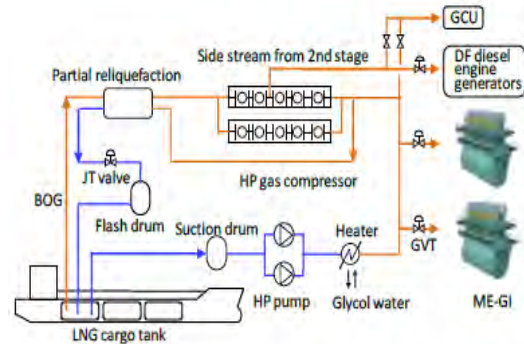


Figure 1: HP gas compressor and HP pump application to FGSS for LNG carrier [5]

고압형 2행정 가스엔진에 적용되는 LNG 연료공급시스템은 해당 엔진에 공급되는 가스를 300 bar로 가압하는 방법에 따라 두 가지로 분류된다. 하나는 LNG 연료탱크내에 발생된 기체 상태의 천연가스를 압축기를 이용하여 300 bar까지 압축하는 방법이며, 다른 하나는 LNG 연료탱크내의 액체상태의 천연가스를 고압펌프를 이용하여 300 bar까지 가압한 후 열교환기를 이용하여 상변화를 시킨 후 기체상태인 고압의 천연가스를 엔진에 공급하는 방법이다. 압축기를 사용하는 가압방식은 기존의 증기터빈을 추진기관으로 이용하고 있는 LNG 전용운반선에 적용된 LD(Low duty) 압축기<sup>1)</sup>와 유사하나 300 bar 고압까지 상승시켜야하는 부담이 있으며 압축열로 인한 냉각기의 추가설치, 가스압축으로 인한 높은 소비전력이 요구된다. 그러나 액체상태인 천연가스를 고압펌프(high pressure pump)를 이용하여 직접 가압하는 경우에는 적은 소비전력으로도 목표하는 LNG 가압 및 이송이 가능하기 때문에 에너지 효율 측면에서 큰 이점을 가지게 된다. 따라서 고압펌프는 적은 소비전력과 체적대비 효율이 높아 LNG 연료추진선에 탑재되고 있으며, 최근 건조되는 LNG 전용 운반선에도 고압 압축기(high pressure compressor)와 고압펌프를 탑재하여 BOG(Boiled Off Gas, 이하 BOG) 처리와 LNG 연료공급을 하고 있다. 고압펌프는 대부분 왕복동 형식의 펌프 구조이므로, 기본적으로 맥동 현상이 발생할 우려가 있다. 따라서 LNG 연료를

1) LNG 운반선에서 보일러로 증발가스를 공급해주기 위한 원심식 압축기.

기관실에 설치된 가스엔진에 안정적으로 공급하기 위한 별도의 조치가 요구된다.

Table 1은 디젤 사이클을 적용한 가스엔진 기술사의 12S90 ME-GI 엔진이 필요로 하는 가스 공급조건이다.

Table 1: CEAS engine calculations (12S90ME-GI) [6]

Operating pressure	300 bar
Engine designing pressure	320 bar
Pulsation limit	± 2 bar
Min pressure change rate	12.5 bar/s
Gas temperature at engine	45 ± 10 °C
Particle size requirement	Max 10 µm
Min gas flow*	940 kg/h
Max gas flow	11,450 kg/h (HP pump**) 14,670 kg/h (Gas compressor***)

\*) At an LCV of 50,000 kJ/kg

\*\*) At an LCV of 48,700 kJ/kg

\*\*\*) Maximum compressor flow at an LCV of 38,000 kJ/kg, which can be consumed by the engine.

Compressor flow capacity need not exceed the maximum expected boil-off gas rate including safety margin. Max. gas flow should be carefully evaluated for specific project conditions. The gas vaporizer heating capacity is based on maximum gas flow from high pressure pump to be heated from -160°C to 55°C.

### 3. 고압형 LNG 연료공급 시스템 특성

고압형 2행정 가스엔진을 탑재한 LNG 연료추진선박에 적용된 LNG 연료공급 시스템은 Figure 2에서 보는 바와 같이 LNG 연료저장탱크내에 설치된 잠수형 펌프에 의해 액체 상태의 LNG 연료가 고압펌프로 이송되어 가압된 후 열교환기를 통해 기체 상태로 변환시킨 후 가스엔진에 공급된다. LNG 연료저장탱크로는 BOG 제어가 용이한 C형 탱크(C-type tank)가 주로 이용되고 있으며, 해당 탱크는 0 bar ~ 10 bar의 압력으로 운용된다.

LNG 연료공급시스템에 연료를 공급할 경우 낮은 압력으로 공급해주는 것이 적절하다. 이는 고압펌프의  $\Delta p$  가 일정 이상이 되어야만 유량, 압력 변화에 대한 마진 보유, 캐비테이션 방지 등 안정적인 운용이 가능하기 때문이다.

$$\Delta p = \text{고압펌프 흡입압력} - \text{LNG 연료탱크 압력}$$

고압펌프 내에는 펌프내의 압축열로 인하여 증발되는 가스를 배출하기 위한 역류방지밸브가 장착되어 연료탱크로 반송을 하게 된다. 따라서 고압펌프의 흡입압력과 연료탱크의 압력차( $\Delta p$ )는 고압펌프의 안정적인 운전을 위한 중요한 인자로 영향을 미치고 있다. 따라서 C형 탱크의 경우

탱크압력을 최대한 낮추어 운용하는 것이 고압펌프의 운전 에 유리하다.

저압펌프는 대부분 잠수형(submerged) 원심펌프가 사용되며 크게 2가지 설치 방식으로 분류된다. 연료탱크 내부에 탑재되는 설치방식과 탱크 외부에 별도로 펌프 전용 용기와 함께 설치되는 방식으로 나누어진다. 탱크 내부에 설치되는 잠수형 원심펌프는 액체상태의 LNG 연료속에 설치되어 있으므로 항상 냉각이 된 상태로 운전된다. 이에 따라 예냉, 열변형 등의 문제점이 적지만, 만약 외부에 설치될 경우 예냉, 열변형 등에 대한 주의가 필요하다.

고압펌프는 앞에서 언급한  $\Delta p$  예냉온도, 캐비테이션 등에 대한 주의가 필요하다. 특히 예냉온도의 경우 수급되는 연료의 특성에 따라, 보관방식, 보관일수 등에 따라 증발점이 변화하기 때문에 예냉온도를 명확하게 정의하는데 어려움이 있다. 따라서 장비 운용자가 예냉에 대한 적절한 기준을 잡고 해당 장비를 운영해야 한다. 만약 해당 장비의 예냉이 적절하지 못하거나, 피스톤 내부에 증발가스를 배출하는 체크밸브가 적절하게 작동하지 않을 경우 압축열로 인하여 증발된 가스에 의해 고압펌프가 손상 될 우려가 있다. 이는 육상에서 사용되는 수소이송용 왕복동 펌프에서도 발생되고 있다. 초기 운전 시 발생하는 증발가스와 실린더 내경의 수축으로 인하여 고압펌프가 손상되며, 고속 운전 시 압축압력이 감소하는 경향이 있고 마찰열에 의하여 고압펌프의 압력 변화가 발생한다고 보고되고 있다[7].

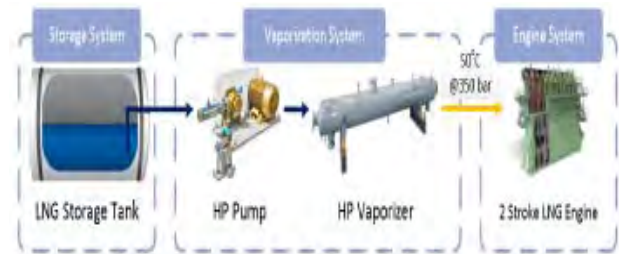


Figure 2: Major equipment of LNG FGSS [8]

LNG 연료공급시스템의 장비는 대부분 육상에서 오랜기간 동안 운영하여 노하우가 다수 쌓여 있으며 주요 장비의 경우 국내에서도 다양한 연구가 진행 되었다. 그러나 선박에는 적용된 실적이 많지 않으며 LNG 연료공급시스템을 통하여 선박에 탑재 될 것으로 예상됨으로 육상의 사례를 통하여 장비의 특성에 대한 사전 연구와 운용 경험이 필요 할 것으로 사료된다.

### 4. 실험 장치 및 조건

#### 4.1 실험 장치 구성

본 연구에서 사용된 LNG 연료공급시스템 실험 설비는 Figure 3에서 보는 바와 같이 12S90ME-GI 엔진을 대상으로 해당 엔진에 가스연료의 공급이 가능한 용량으로 최대 토

출압력 320 bar, 최대 유량 15 m<sup>3</sup>/h, 45℃의 가스공급조건을 형성시켜주는 LNG 연료공급시스템이다. 해당 설비는 C형 LNG 연료저장탱크, 저압펌프(원심식 극저온용 펌프), 고압펌프(왕복동식 극저온용 펌프), PCHE (Printed Circuit Heat Exchanger, 인쇄회로 기판형 열교환기) 및 PCHE 열교환기의 열원을 공급해주기 위한 보일러와 글리콜 워터 시스템으로 구성되어 있다. 고압펌프는 3기통 실린더로 구성되어 370 bar의 압력까지 형성할 수 있으며 220 kW 모터로써 구동된다. 주요 배관 구성은 저압펌프의 액면을 유지하고 압력을 조절하기 위한 저압펌프의 탱크 회수라인이 구성되어 있으며 고압펌프의 기체 및 액체 회수라인이 구성되어 있다. 고압펌프의 후단에는 맥동을 완하시기기 위한 압력 챔버가 구성되어 있다. 압력 챔버 이후에는 고압펌프 운전 초기에 예냉과 시스템 안정을 위한 기동 회수라인이 설치되어 있으며 이후에는 압력과 유량을 조절하기 위한 회수라인이 설치되어 있다. 이후 기화기를 통과하여 유량계, 압력계 등을 거쳐 대기로 방출되도록 되어 있다. Figure 4는 액화 천연가스 고압 연료공급시스템 실험설비의 공정 흐름도를 보여주고 있다.



Figure 3: Fuel gas supply system test facility [9]

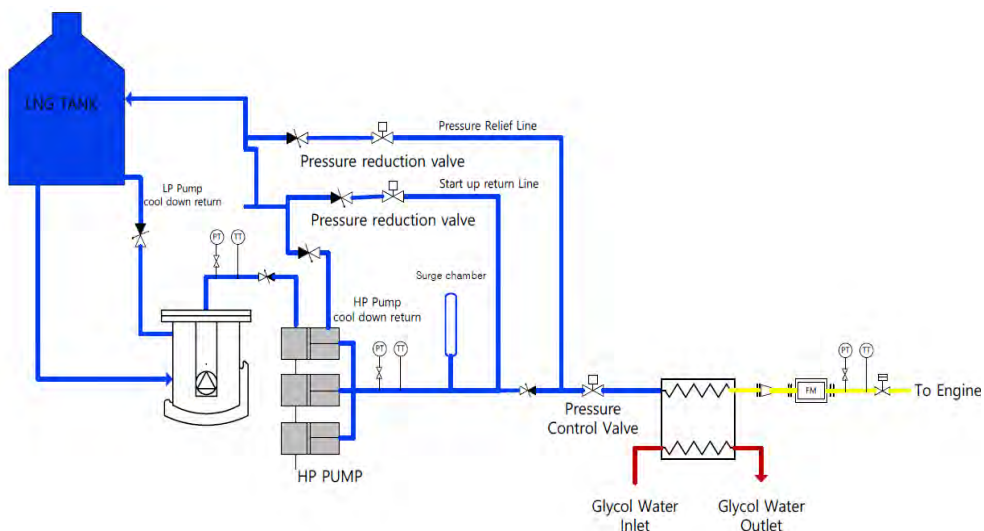


Figure 4: Process flow diagram of test bed for LNG fuel gas supply system

#### 4.2 실험 조건

본 시험설비는 재액화설비 또는 연소설비를 갖추고 있지 않기 때문에 LNG로의 테스트는 불가능하여 액화질소를 유체로 선정하여 시험이 진행되었다. 액화질소(LN<sub>2</sub>)는 증발점이 -196℃로 LNG의 -163℃보다 낮으며 비중의 경우 LNG 0.45 ~ 0.50이지만 액화질소의 경우 0.808로 훨씬 높아 더욱 가혹한 상태에서 시험이 가능한 유체이다. 특히 액화질소는 비폭발성 유체로서 시험 중 폭발 위험성이 없다. 국내의 극저온 시험 및 LNG 기기에 사용되는 설비는 대부분 액화질소로 실험하여 극저온 성능을 확인하고 있다. 특히 LNG로 실험할 경우 폭발의 위험성, 온실가스배출의 위험성이 높아 안전한 실험을 위하여 액화질소로 실험하고 있다. 따라서 본 실험설비에서도 액화질소로만 실험하였다. 또한 LNG FGSS와 가스엔진을 연결한 환경 구현이 어렵기 때문에 실선의 환경을 구현하여 LNG FGSS 성능 특성연구는 어려운 실정이다. 그러나 엔진이 부착될 위치에 줄뜸슨(Joule-Thomson)<sup>2)</sup> 밸브를 사용하여 엔진 부하환경을 모사하였다. 줄뜸슨 밸브를 통하여 완벽한 엔진의 환경 조성은 불가능하지만 유체를 스트로틀링하여 일정부분 환경모사는 가능한 방식을 택하였다.

#### 4.3 실험 목적

LNG 연료공급시스템의 안정적인 연료공급을 위한 적절한 운용특성을 파악하기 위하여 고압펌프 토출압력과 흡입압력의 차이인 Δp의 적정범위 및 부하변동에 따른 특성을 파악하기 위하여 다음과 같이 실험을 수행하였다.

- (1) 저압펌프의 공급압력에 따른 고압펌프의 운전특성
- (2) LNG 연료공급시스템 부하변동에 따른 운전특성

2) 압축한 기체가 좁은 통로를 통과하면서 온도가 변하는 현상. 온도가 변하는 것으로 액화 또는 냉매의 냉각에 사용하는 현상.

4.4 저압펌프의 공급압력에 따른 고압펌프의 운전 특성

흡입압력에 따른 고압펌프의 운전 특성을 확인하기 위하여 고압펌프의 유량을 70%, 토출압력은 300 bar로 고정 후 흡입압력과 탱크의 압력차를 6 bar 에서 12 bar 까지(고압펌프 제조사에서 권장하는 운전범위) 변화시키며 실험을 수행하였다. 각 압력별로 5분간 유지하였으며 Table 2는 ΔP 을 기준으로 실험값을 정리한 표이다. 제조사에서 권장하는 ΔP 6 bar ~ 12 bar 에서는 안정적인 운전이 되었으며 압력, 온도의 큰 변화는 발생하지 않았다. 특히 흡입압력 변화로 인하여 출구압력, 온도의 변화가 예상되었는데 압력이 약간 하락한 것 이외에는 큰 변화가 없었다.

Table 3은 제조사에서 권고한 압력에서 벗어난 ΔP 5 bar 까지 하락시킨 값으로써 ΔP 6 bar 대비 출구압력이 약 3 bar, 출구온도는 약 12℃, 회수라인온도 3℃ 이상 하락하였다. 또한 실험 중 진동에 대한 계측을 하지는 않았으나 실험자가 느낄 수 있을 정도로 타 압력 구간대비 펌프의 진동이 크게 발생되었다. 이는 3절에서 언급하였던

Table 2: Test result of LNG fuel gas supply system

ΔP*	HP pump suction pressure (bar)	HP pump suction temperature (℃)	HP pump discharge pressure (bar)	HP pump discharge temperature (℃)	HP pump return temperature (℃)
6 bar	12.0	-167.3	316.2	-115.7	-162.5
7 bar	13.0	-167.3	315.6	-115.6	-162.4
8 bar	14.0	-167.2	315.4	-115.5	-162.6
9 bar	15.0	-167.0	314.8	-115.6	-162.8
10 bar	16.0	-166.8	314.8	-115.7	-162.9
11 bar	17.1	-166.5	313.4	-116.2	-162.9
12 bar	18.0	-166.4	312.7	-116.8	-163.4

\* HP pump suction pressure - LNG tank pressure

Table 3: Test result of LNG fuel gas supply system at ΔP 5 bar

ΔP*	HP pump suction pressure (bar)	HP pump suction temperature (℃)	HP pump discharge pressure (bar)	HP pump discharge temperature (℃)	HP pump return temperature (℃)
5 bar	10.3	-166.1	309.0	-98.9	-160.7

\* HP pump suction pressure - LNG tank pressure

실린더 내의 캐비테이션으로 인하여 발생한 현상으로 판단되며 지속운전시 펌프 및 관련 부품의 손상이 예측된다. 저압 펌프의 적정압력 확보는 고압펌프의 안정적인 운용을 위한 기초 자료로서 압력이외에도 예냉 작업의 영향을

받는 것으로 보인다. 특히 고압펌프의 예냉 작업이 적절히 되지 않을 경우 LNG가 펌프 내에서 기화된 기체가 피스톤의 압축일을 방해하여 펌프에 과도한 힘이 가해질 수 있다. 극저온 유체를 이송하는 펌프는 흡입부와 토출측의 온도차이가 작아야 성능이 좋은 것으로 판단된다. 온도가 높아지면 발생된 극저온의 유체의 증발에 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 것으로 보고되고 있다[10]. 또한 캐비테이션은 펌프의 수명을 단축시키는 원인이 될 수 있다[11]. 극저온 유체에서 캐비테이션은 물 등의 등온유동(isothermal flow) 유체에서 발생하는 공동현상과는 다른 특성을 지닌다. 극저온 유체에서 공동현상이 발생하게 되면 공동 내부의 온도가 주위 유체의 온도보다 낮아지게 된다. 이것은 상변화에 의한 잠열로 인해 열을 빼앗기 때문이다. 이러한 현상을 “열역학적 효과(Thermodynamic Effect)”라고 부르며 낮아진 온도에 의해 공동 내부의 증기압이 국부적으로 낮아지게 되므로 이로 인해 열역학적 효과가 없었을 때보다 캐비테이션수(Cavitation number)가 작아지게 되어[12] 되어 피스톤 펌프의 경우 진동이 심하게 발생하게 된다.

위 실험 결과로 보아 LNG 연료공급시스템 시운전 중 ΔP 의 적정 운전 범위를 확인하고 운전자에게 운전을 위한 가이드라인을 제공해야 할 것으로 보인다.

4.5 고압형 LNG 연료공급시스템의 유량변동에 따른 운전 특성

고압형 LNG 연료공급시스템은 압력과 온도의 경우 300 bar, 45℃로 유지해야하지만 유량의 경우 엔진에서 필요로 하는 가스량에 맞추어 LNG 연료공급시스템의 토출 유량을 지속적으로 변동시켜야 한다. 전통 화석연료를 사용하는 엔진은 연료유(Fuel Oil) 펌프가 일정한 양의 연료를 공급하면 엔진에서 분사되고 남은 연료는 재순환 라인을 통하여 일정 유량이 순환하게 된다. 그러나 가스연료의 경우 재순환 라인이 없기 때문에 기준연료보다 유량변동에 대한 반응속도가 비교적 느려 저압펌프와 고압펌프의 추종성능이 중요한 요소가 될 것으로 보인다.

고압펌프의 추종성능을 평가하기 위하여 현재 개발 중인 ISO/WD 22548 Performance test procedures of vessel LNG fuel gas supply system(FGSS)를 참고하여 LNG 연료공급시스템의 유량 변동에 따른 운전특성을 다음과 같이 실험하였다. 여기서 선박엔진 형식승인 시험방법과 유사하게 LNG 연료공급시스템 설계유량의 25%, 50%, 75%, 100% 유량에 대한 실험을 수행하였다. 압력은 항상 300 bar로 유지하였으며 온도는 45℃로 일정하게 하였다. 예를 들어 50% 부하 실험의 경우 25% 유량 25%, 압력 300 bar, 온도 45℃의 상태에서 제어시스템의 유량 값을 50%로 상승 시키고 50% 유량 값에 도달하면 5분간 유지하는 형태로 실험을 수

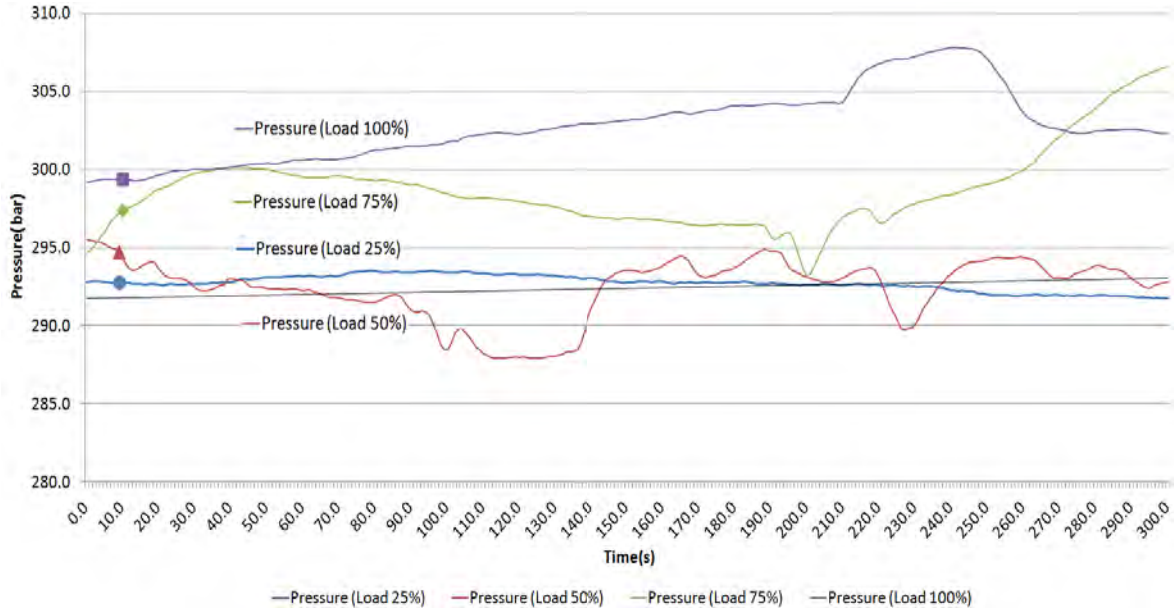


Figure 5: Pressure variation of LNG FGSS at 25%, 50%, 75%, 100% load

행하였다. 75%, 100% 부하도 50%부하 상승방법과 동일하게 실험을 수행하였다.

Table 4에서는 유량 부하 변동에 따른 고압펌프의 흡입, 토출, 기화기 토출부의 온도와 압력 변화에 대하여 정리하였다.

Table 4: Load variation test result of LNG fuel gas supply system

Load	HP suction		HP discharge			After vapourizer	
	Temp (°C)	Pressure (bar)	Temp (°C)	Pressure (bar)	Return temp (°C)	Temp (°C)	Pressure (bar)
25%	-164.1	18.6	-57.5	295.5	-161.8	49.5	292.7
50%	-165.2	13.6	-86.1	299.7	-161.6	47.9	292.2
75%	-165.0	17.2	-101.9	314.7	-161.6	47.0	300.5
100%	-171.8	16.5	-106.9	326.4	-165.6	44.0	302.8

었다. 그 결과 유량이 증가 할수록 배관내 온도가 하락하는 경향을 확인하였으며 기화기 내부의 압력강하가 증가하는 것을 확인 하였다.

Figure 5는 25%, 50%, 75%, 100% 부하별 압력변화에 대하여 나타낸 그래프이다. 25% 부하를 제외하고는 일정한압력 변동 경향성을 찾기가 어렵다. 대부분의 압력변동은 약 15 bar 이내로 파악되었다. 엔진제조사에 따르면 압력 변동은 ±2bar 로 규정되어 있으므로 LNG 연료공급시스템 자체로는 요구 조건을 만족시키기 힘들다. 따라서 펌프에 설치된 액체상태의 공기실만으로는 압력변화를 충족시키기 어렵다는 결론을 얻을 수 있었다. 따라서 LNG 연료공급시스템 이후의 압력 완충을 위한 별도의 장비가 필요하다.

또한 인쇄회로 기판형 열교환기(PCHE, Printed Circuit Heat Exchanger)를 사용하는 LNG 연료공급시스템은 Figure 6과 같이 동일압력에서도 유량 증가에 따라 압력강하가 커지기

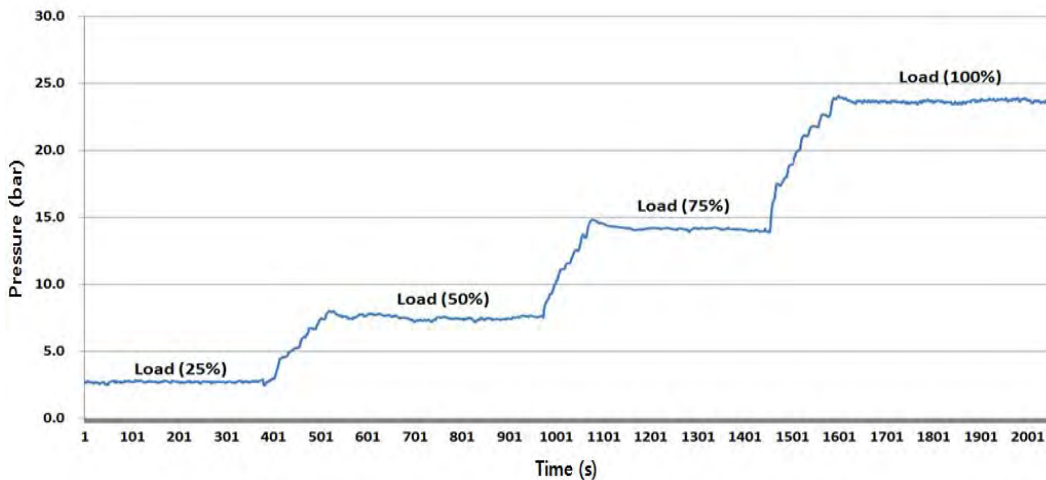


Figure 6: Pressure drop in vapourizer at load variation

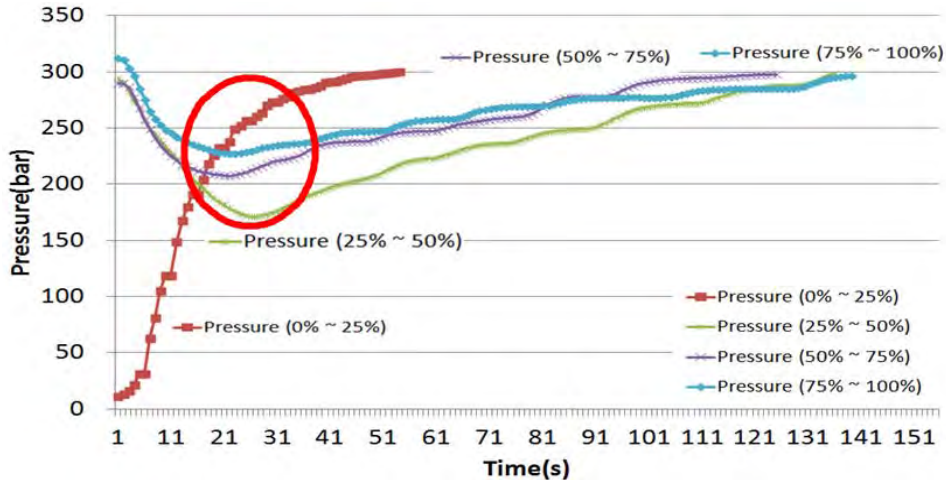


Figure 7: Pressure acceleration time of LNG FGSS at 25%, 50%, 75%, 100% load

Table 5: Result of acceleration time

Load (%)	Acceleration time*	Pressure drop**
0 ~ 25	53 s	N/A
25 ~ 50	135 s	127.4 bar
50 ~ 75	124 s	90.3 bar
75 ~ 100	138 s	84.5 bar

\*) Acceleration time : Time consumed from the input of target load until the FGSS output is equalized to the target load

\*\*) Pressure drop : Working pressure - lowest pressure (after change load)

때문에 고압펌프가 토출해야 하는 압력이 증가해야 한다.

기화기의 압력강하에 대한 일정 값을 기반으로 압력제어 로직에 반영한다면 고압펌프의 압력 변동을 줄일 수 있을 것으로 보인다.

Figure 7과 Table 5는 유량변동 중 압력변화를 실험한 그래프로서 시스템에 입력된 압력을 300 bar을 일정하게 유지하고 25%, 50%, 75%, 100% 유량을 변경하며 변경된 유량에 도달하는 시간을 측정하였다.

유량을 25%에서 50%로 증가시킨 구간에서는 300 bar로 유지되는 압력이 127.4 bar 하강한 172.6 bar 까지 하강하였으며 기존압력(300 bar)까지 회복되는 시간이 135초로 측정되어 다른 부하변동시간에 비하여 오랜 시간이 걸렸다. 50 ~ 75% 유량 변동시에는 회복시간 124초, 압력하강 90.3bar, 75% ~ 100% 구간에서는 회복시간 138초, 압력하강 84.5 bar 으로 확인되었다.

엔진에 분사되는 압력은  $\pm 2$  bar 로 유지되는 것을 엔진사에서 권고하고 있기 때문에 FGSS 시스템의 출구부터 엔진의 입구까지 압력하강을 보상해 줄 수 있는 서지실, 완충탱크 등이 고려되어야 할 것으로 보인다. 서지실과 완충탱크는 실험 결과에서 나타난 회복시간과 압력하강의 값을 기반으로 최적화 설계가 가능할 것으로 판단된다. 또한 선박에

서는 엔진 부하 상승을 시킬 경우 부하상승(load up) 프로그램을 사용하여 점진적으로 유량을 증가시키게 된다. 위 실험에서 주어진 값을 부하상승 프로그램에 활용한다면 최적화된 부하상승 프로그램 설계가 가능할 것으로 보인다.

4.4 절에서도 언급하였듯이 압력을 보상해 줄 수 있는 완충탱크와 같은 장비가 필수적으로 포함되어져야 할 것으로 보인다. 그러나 본 결과 값은 선박 엔진환경에서 운전된 결과 값이 아닌 시험설비에서 얻어진 결과 값으로서 실제 선박운전시 다른 결과를 얻을 수 있다.

## 5. 결론

본 연구를 통하여 디젤 사이클 기반의 12S90ME-GI 엔진에 LNG 연료를 공급하는 LNG 연료공급시스템의 운전특성을 분석하고 실험을 통하여 예상되는 문제점에 대하여 고찰하였다. 논문의 연구결과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 고압 LNG 연료공급시스템은 저압 펌프를 통하여 고압 펌프에 흡입양정을 일정하게 공급해주어야 한다. 이때 정상적으로 운전되기 위한 최저 흡입양정이 있는 것을 실험을 통하여 확인하였다. 이 범위는 LNG 연료공급시스템마다 적절한 값이 다를 것으로 예상되어 시운전시 적정 흡입양정 시험을 수행하여 선박 운용자가 참고할 수 있도록 해야 될 것으로 판단된다. 상세한 판단기준에 대해서는 추가 연구를 통하여 해결책이 강구되어야 할 것이다.
- (2) 액체를 가압하는 LNG 연료공급시스템의 경우 기화기를 통과하면서 압력강하가 유량과 비례하여 증가하는 것을 실험을 통하여 확인하였다. 따라서 고압펌프의 압력 제어 로직에 예상되는 압력강하를 반영한다면 LNG 연료공급시스템의 압력 변동을 줄일 수 있다.
- (3) 왕복동식 펌프를 사용하는 LNG 연료공급시스템은 운전 중에 압력 변동이 크다는 것을 실험을 통하여 확인하였다. 특히 유량이 변동될 경우 압력 변동이 매우 커

지기 때문에 변동을 보상해 줄 수 있는 완충탱크(buffer tank) 또는 서지실(surge chamber) 등 압력완화 설비를 추가하여 안정적인 압력을 형성 하는 장치가 필요하다고 판단된다.

현재 LNG 연료추진선박의 수요는 증가 추세에 있으며 고압 LNG 연료공급시스템의 경우 디젤 사이클의 높은 효율과 메탄슬립이 적게 발생하는 이점을 가지고 있기 때문에 운영자에게 높은 선호도를 보일 것으로 예상된다. 왕복동 펌프를 사용하는 고압 LNG 연료공급시스템은 압력 변동을 줄이기 위한 방법으로 완충탱크가 탑재되거나 배관의 길이를 증가시키는 방법을 사용하고 있다. 따라서 압력의 변동이 커지게 되면 완충탱크의 크기가 커지거나 배관의 길이가 길어져 제작비용이 증가된다.

따라서 본 논문에서 제시하는 운전특성을 반영하여 LNG 연료공급시스템 및 각 구성품의 설계, 개발에 참고가 되기를 희망한다.

### References

[1] Third IMO Greenhouse Gas Study 2014, p. 249, 2015.  
 [2] H. Thomson, J. J. Corbett, and J. J. Winebrake, "Natural gas as a marine fuel," Energy Policy, vol 87, pp. 153-167, 2015.  
 [3] Y. C. Lee, "IMO's tendency against the development of provisions for gas-fuelled Ships," Journal of the Korean Society of Marine Engineering, 2006 Proceeding of spring Conference, pp. 215-216, 2006.  
 [4] K. P. Kim, D. H. Kim, and Y. H. Lee, "A study on the quantitative risk analysis using CFD for the fuel gas supply system of gas fueled ship," Journal of the Society of Naval Architects of Korea, vol. 54, no. 1, pp. 1-9, 2017 (in Korean).  
 [5] K. Namba, "Development of Mitsui high-pressure compressor for fuel gas supply system of ME-GI engine," CIMAC world congress, p. 168, 2016.  
 [6] 12S90ME-C10.5-GI, <http://marine.mandieselturbo.com/two-stroke/ceas>, Accessed September 11, 2016.  
 [7] J. M. Lee, J. G. Lee, Yang Chuanzhou, G. S. Lee, J. T. Lee, "A study on compression performance of Electric LH2 Cryogenic Piston pump," The Korean Society of Mechanical Engineers, Proceeding of fall Conference, pp. 53-54, 2014.  
 [8] S. B. Park, M. J. Sim, M. S. Kim, J. H. Kim, and J. M. Lee, "A study of Thermo-Mechanical analysis for the Design of High pressure piping system for natural gas fuel vessel," Journal of the Korean Society of Marine Engineering, vol. 39, no. 4 pp. 425-431, 2015 (in

Korean).  
 [9] J. M. Cheon, "A study on performance test procedure of Ship's LNG fuel gas supply system," Journal of the Society of Naval Architects of Korea, Proceeding of spring Conference, p. 251, 2016.  
 [10] J. H. Lee and S. U. Lee, "Numerical simulations of 3-D cavitation flow in volumetric gear pump," The Korean Society of Mechanical Engineers, Proceeding of Spring Conference, pp. 2162-2165, 2011.  
 [11] D. H. Lee and S. C. Kang, "A method for prognostics for pump cavitation erosion," The Korean Society of Mechanical Engineers, Proceeding of Spring Conference, pp. 1021-1027, 2013.  
 [12] J. S. Kim, S. S. Hong, and D. J. Kim, "Cryogenic performance test of LOX turbopump in liquid nitrogen," Journal of Mechanical Science and Technology, vol. 34, no. 4, pp. 931-937, 2010 (in Korean).