

역대향류 열교환기의 열 핀치(thermal pinch)에 관한 연구

- A Study on the thermal pinch problem in the counterflow heat exchanger -

최 성 은* · 진 영 욱**

Choi Sung Eun* · Chin Young Wook**

Abstract

The LNG carriers have been propelled by steam turbines and the LNG boil-off(BOG) has been used as fuel or vented. However, as the alternative propulsion systems such as diesel engines are being equipped on the LNG carriers for better fuel efficiency, a need for the LNG BOG re-liquefaction system that liquefies the BOG and sends the liquid BOG back to the LNG cargo has arisen in recent years. This study investigates the design of the BOG re-liquefaction system based on the reverse Brayton refrigeration cycle. The thermodynamic and heat exchanger analysis are carried out and the limitations to the system performance are discussed.

Keywords : LNG(Liquid Natural Gas), BOG(Boil-off Gas), Re-liquefaction

1. 서 론

해외에서 생산된 천연가스는 산지의 천연가스 액화 시설에서 완전 액화되어 액화 천연가스(LNG, Liquefied Natural Gas)의 형태로 LNG선에 저장되어 수송된다. LNG선에서 LNG는 단열된 저장 탱크에 탑재되는데 이때 외부로부터의 열취득으로 인하여 하루 약 0.15%(200,000 m³급 LNG 저장탱크 기준)가 기화하게 된다. 탱크 내에서 기화되는 가스를 증발기체(boil-off gas, 이하 BOG)라 부른다.

* 한국기술교육대학교 교수

** 한국기술교육대학교 기계정보공학부

저장탱크 내의 압력을 일정하게 유지하려면 BOG를 외부로 추출해줘야 하는데 종래에는 LNG선의 추진동력인 증기터빈(steam turbine)의 연료로 공급되어 왔다.

그러나 근래에 LNG선이 대형화되고 LNG선의 추진 방식이 종래의 증기터빈 방식에서 고효율의 디젤엔진 방식으로 변경되고 있어 BOG가 운항 중의 보조연료로 사용될 수 없게 되었다.(1) BOG를 처리하기 위하여 태워버리기도 하지만 각국의 영해내의 환경 규제가 한층 강화되어 BOG 처리에 대한 새로운 대안이 필요하게 되었고 이러한 요구에 따라 LNG선 내에서 발생된 BOG를 재액화하는 공정이 제안 되었다.

현재 해외 업체들에 의해 선박용 BOG 재액화 장치가 개발되고 있다. 대표적인 업체는 노르웨이의 Hamworthy사(社)로서 역 브레이튼(reverse Brayton) 질소 냉동 사이클(2)(3)에 기반을 둔 BOG 재액화 장치를 개발하여 육상 플랜트를 운영하고 있으며 향후 LNG 수송 선박에 탑재될 예정이다. 국내에서는 신영중공업이 Claude 질소 냉동 사이클(4)(5)(6)에 기반을 둔 독자적 BOG 재액화 장치를 개발하고 있으며 이와 병행하여 역 브레이튼 냉동 사이클에 기반을 둔 BOG 재액화 장치도 개발되고 있다. 본 연구에서는 역 브레이튼 냉동 사이클에 기반을 둔 BOG 재액화 장치의 최적설계를 위한 시스템 해석을 수행하였다.

2. BOG 재액화 시스템

Fig. 1은 역 브레이튼 사이클에 기반을 둔 BOG 재액화 장치이다. BOG 사이클과 질소 사이클로 구성되며 BOG의 구성성분은 순수 메탄(methane)을 가정하였다.

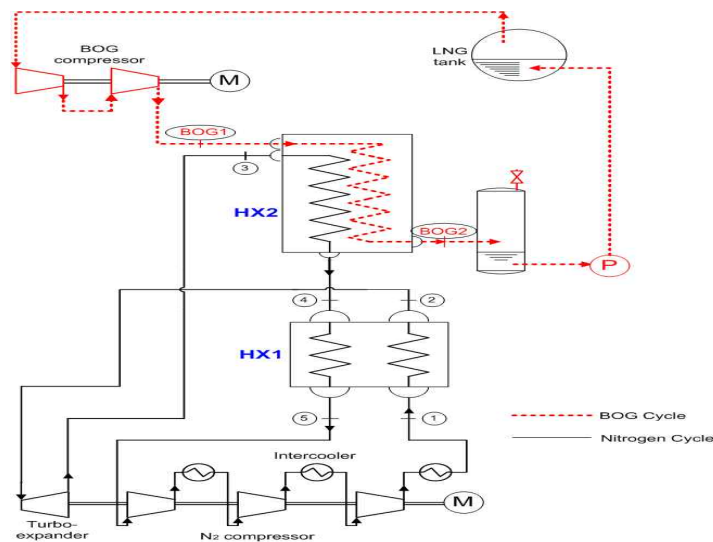


Fig. 1 LNG BOG reliquefaction system

BOG 사이클은 LNG 저장탱크로부터의 BOG 배출, 승압, 응축, 저장탱크로의 재유입 과정으로 구성된다. 기체상태의 LNG는 -160°C 의 극저온으로 액화되어 대기압의 탱크에 저장되어 수송되는데, 수송 중 지속되는 외부로부터의 열전달로 인하여 BOG가 발생하며 이는 탱크의 압력 상승 요인으로 작용한다. 따라서 탱크가 대기압 수준으로 일정하게 유지되도록 탱크 압력이 1.03 bar 정도에 도달하면 안전밸브가 열리고 BOG는 탱크 밖으로 배출된다. 배출된 BOG는 2단의 BOG 압축기에 의해 4.5 bar로 승압되는데 BOG 압축기의 단열효율을 75%라 하면 사이클 지점 BOG1에서 BOG는 4.5bar, -30°C 의 과열증기 상태로 계산된다.

Table 1 Conditions for cycle analysis

	$T(^{\circ}\text{C})$	$P(\text{bar})$
BOG press., P_{BOG}		4.5
T_{BOG1}	-30	
T_{BOG2}	-150	
N_2 high press., P_H		58
N_2 low press., P_L		14
T_I	40	
N_2 -compressor work, $w_c=177.7 \text{ kJ/kg}_{N_2}$		
Expander efficiency, $\eta_e=85\%$		

이후 BOG는 열교환기 HX2에서 저온 질소와 열교환을 통해 응축되어 사이클 지점 BOG2에서 설계온도 -150°C 의 과냉액체 상태로 변환 후 순환펌프에 의해 탱크로 재유입된다.

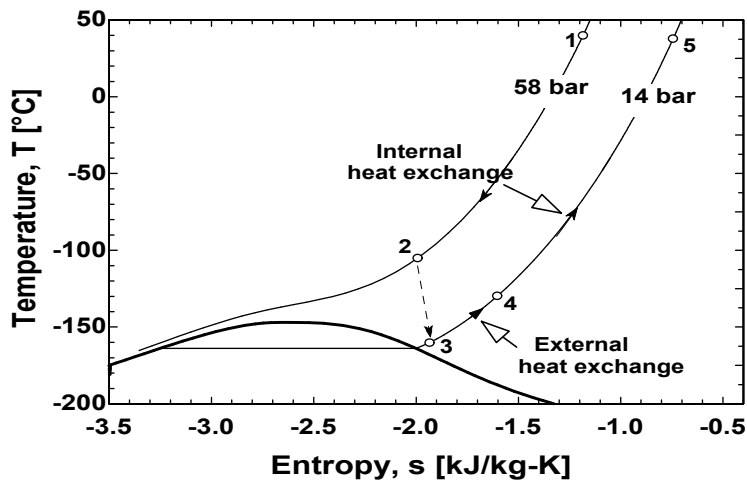


Fig. 2 T-s diagram

질소 사이클은 상기 BOG의 응축에 필요한 극저온의 질소가스를 얻기 위한 역 브레이크 냉동 사이클이다. 사이클 지점 5에서 14 bar, 40°C의 질소 가스는 3단의 질소 압축기와 중간냉각기(intercooler)를 통과한 후 사이클 지점 1에서 58 bar, 40°C의 고압 질소로 토출된다. 여기서 고압질소의 토출온도 40°C는 중간냉각기에서 해수에 의한 고온 질소의 냉각을 고려하여 설정되었다. 질소 압축기의 단열효율을 75%라 하면 3단의 질소 압축기 일은 177.7 kJ/kg_{N2}로 계산된다.⁽⁵⁾ 40°C의 고압 질소는 열교환기 HX1에서 BOG 재액화를 수행하고 되돌아오는 저온의 저압 질소와 내부 열교환을 통하여 사이클 지점 2에서 일차 냉각된 후 터보 팽창기(turbo-expander)로 유입된다. 터보 팽창기에서 축 일(shaft work)을 발생시키면서 추가 냉각되어 사이클 지점 3에서 최저 온도에 도달한다. 이후 저압 질소는 HX2에서 BOG의 응축, HX1에서 고압 질소의 냉각을 수행하면서 온도가 상승한 후 질소 압축기로 유입된다. Table 1에 상기 사이클 지점의 상태를 정리하였으며 Fig. 2에 질소 사이클의 이해를 위한 T-s선도의 예를 나타내었다.

3. BOG 재액화 시스템 해석

3.1 시스템 상태

LNG BOG 재액화 시스템의 열역학 상태를 구하기 위한 지배방정식은 사이클 기기 각각에 대한 에너지 균형, 효율, 정상적 운전을 보장하기 위한 조건으로 구성된다. 질소의 질량 유량에 대한 BOG의 질량유량의 비를 λ라 하면 HX1, HX2에 대한 에너지 균형은 다음과 같다.

$$h_1 - h_2 + h_4 - h_5 = 0 \tag{1}$$

$$h_3 - h_4 + \lambda(h_{BOG1} - h_{BOG2}) = 0 \tag{2}$$

또한 팽창기 단열효율은 다음과 같이 정의하였고 85%로 가정하였다.

$$\eta_e = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_{3s}} \tag{3}$$

상기와 더불어 열교환기의 정상적 운전이 시스템 상태에 반영되어야 한다. HX1과 HX2에서 저온 질소에 의해 고온 질소와 BOG가 냉각되기 위해서는 HX1, HX2의 입출구 온도는 다음의 조건을 충족해야 한다.

$$T_1 \geq T_5 \tag{4}$$

$$T_4 \geq T_3 \tag{5}$$

$$T_{BOG2} \geq T_3 \tag{6}$$

여기서 HX1의 조건 $T_2 \geq T_4$, $T_1 \geq T_2$ 은 각각 식(4), 식(6)에 의해 자동적으로 만족되고, HX2의 조건 $T_{BOG1} \geq T_4$ 는 식(6)에 의해 자동적으로 만족되므로 별도로 설정할 필요가 없다. 이와 더불어 터보팽창기의 안전을 위해서는 팽창기 출구에서 액적이 발생하지 않도록 시스템이 운전되어야 한다. 이 조건을 다음으로 설정하였다.

$$T_3 \geq -160^\circ\text{C} \tag{7}$$

참고로 14 bar 질소의 포화온도는 -164°C 이다.

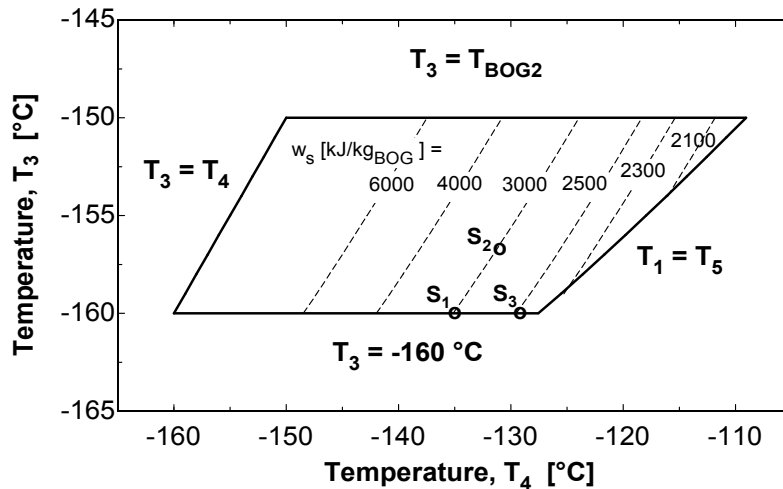


Fig. 3 Iso-lines of specific liquefaction work

식(1)-(3)은 5개의 변수 T_2 , T_3 , T_4 , T_5 , λ 를 포함하므로 임의의 변수 2개에 의해 시스템 상태가 정의된다. 예를 들면 Fig. 2는 시스템 상태 $T_4 = -130^\circ\text{C}$, $T_3 = -160^\circ\text{C}$ 의 T-s 선도이다. 시스템 변수로서 T_4 , T_3 를 선정하면 식(4)-(7)의 등호관계는 (T_4, T_3) 좌표계에서 곡선으로 나타낼 수 있다. 예를 들어 식(4)의 등호관계와 식(1)-(3)이 주어지면, 시스템 변수가 5개이므로 해는 Fig. 3의 $T_1 = T_5$ 선과 같이 선으로 나타내진다. 이와 같은 방법으로 구해진 곡선에 의해 둘러싸인 영역이 식(1)-(6)에 의해 허용되는 시스템 상태이다.

3.2 시스템 성능

시스템의 성능 지표는 비액화일(specific liquefaction work) w_s 로서 단위질량의 BOG를 재액화시키는 데 소요되는 순 일(net work)이다.⁽⁶⁾

$$w_s = \frac{w_c - w_e}{\lambda} \tag{8}$$

여기서 w_c 는 3단 질소 압축기 일로서 Table 1과 같이 일정한 값으로 주어지며 w_e 는 터보 팽창기 일로서 $w_e=h_2-h_3$ 이다. 식(1)-(3), (8)로부터 구해진 등 비액화일 선도를 Fig. 3에 나타내었다. 식(8)에 의해 w_s 는 w_e 와 λ 에 의존한다. $T_3=const.$ 선을 따라 T_4 가 상승하면 w_s 의 감소가 나타나는데, 이는 w_e 는 일정한 반면 λ 가 증가하기 때문이다. 따라서 Fig. 3의 시스템 상태 S_3 가 S_1 대비 개선된 성능을 나타내는 것은 BOG 재액화량의 증가에 기인한다. $w_s=const.$ 선을 따라 T_3 가 상승하는 경우를 살펴보기 위하여 w_e 를 쓰면 다음과 같다.

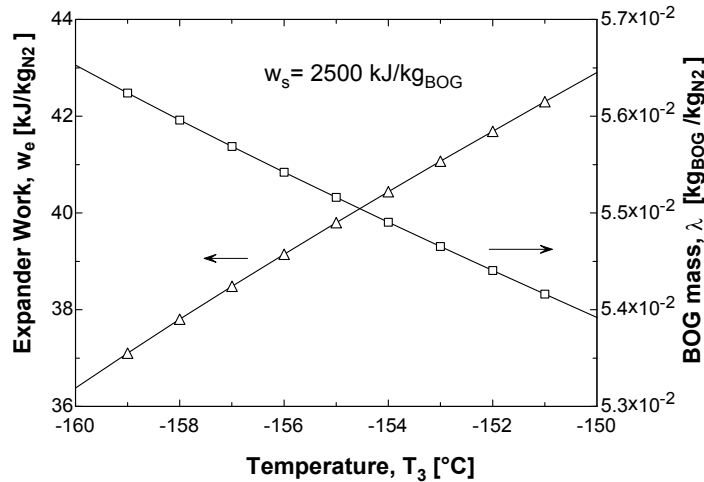


Fig. 4 Expander work and BOG mass according to T_3

$$w_e = \eta_e \int v dP \tag{9}$$

여기서 터보 팽창기의 입출구 압력, 효율은 Table 1로 주어지므로 식(9)의 적분은 T_3 에만 의존하는데, T_3 가 높아지면 터보 팽창기로 유입되는 질소의 비체적이 커지므로 w_e 는 증가한다. 반면 λ 는 식(8)에 의해 감소한다. Fig. 4는 이를 보여준다. 결국 시스템 상태 S_2 는 S_1 대비 터보 팽창기의 성능 기여도가 높은 반면 BOG 재액화량의 성능 기여도는 낮다하겠다.

BOG 재액화 장치의 최적설계를 위해서 w_s 가 최소로 되는 시스템 상태를 설계점으로 설정한다면 $w_s=2100$ kJ/kgBOG 부근 $T_3=-150^\circ\text{C}$, $T_4=-110^\circ\text{C}$ 이 된다. 하지만 이러한 설계점 설정은 다음에서 살펴볼 열교환기가 지닌 제한성 때문에 불가능하다.

3.3 열교환기

BOG 재액화 장치의 HX1, HX2는 plate-fin 방식의 대향류 열교환기로서 열교환기 내부의 온도분포는 다음 방정식에 의해 결정된다.

$$\frac{dh_h}{d(UA)} = (T_h - T_c) / \dot{m}_h \quad (10)$$

$$-\dot{m}_h h_h + \dot{m}_c h_c = [-\dot{m}_h h_h + \dot{m}_c h_c]_o \quad (11)$$

여기서 하첨자 h, c는 고온, 저온 유체를 나타내며 하첨자 o는 HX1의 경우 고온 끝단(hot endpoint), HX2의 경우 저온 끝단(cold endpoint)을 나타낸다. 또한 상기 식에서 $\dot{m}_h = 1$ kg/s로 하면 \dot{m}_c 는 HX1의 경우 1 kg/s, HX2의 경우 λ 이다.

시스템 상태 (T_3, T_4)가 주어지면 식(1)-(3)에 의해 λ 와 HX1, HX2의 끝단 온도가 얻어지므로, 상기 상미분 방정식의 해는 경계치 문제로 접근하면 구해진다. Fig. 5는 시스템 상태 S_1, S_2, S_3 에 대한 열교환기 내부의 온도분포를 보여주는데 끝단의 UA 값이 열교환기 크기를 나타낸다고 볼 수 있다.

Fig. 5(a)와 (c)는 시스템 성능에 따른 열교환기를 비교하고 있다. S_3 의 HX1이 S_1 의 HX1보다 두 배 가량 크다. HX1의 최소 온도차는 고온 끝단에서 나타나는데 이 최소 온도차에 의해 열교환기 내부의 전반적인 저온, 고온 흐름 간 온도차가 결정된다. S_1, S_3 의 HX1에서는 동일 열량이 교환되므로 고온 끝단의 온도차가 작은 S_3 의 열교환기 크기가 커진다.

반면 HX2의 경우는 HX1과 달리 저온, 고온 흐름 간 온도차의 최소가 열교환기 내부에서 형성되므로 HX2의 끝단 온도차가 열교환기 크기에 미치는 영향은 제한적이다. 저온 끝단의 온도차가 동일하므로 저온, 고온 흐름 간 최소 온도차에 영향을 미치는 주요 인자는 λ 이다. 즉 S_3 의 HX2는 열교환량의 증가에 따라 저온, 고온 흐름 간 온도차가 작아지므로 열교환기 크기가 커지고 있다. 결국 식(8)에서 w_6 를 일정하게 두고 λ 를 증가시켜 시스템 성능을 개선하고자 한다면 HX1과 HX2의 크기를 증가시키면 가능하다.

Fig. 5(a)와 (b)는 동일한 시스템 성능을 나타내는 열교환기를 비교하고 있다. S_2 의 HX1이 S_1 의 HX1보다 작는데 이는 앞서와 설명된 바와 같다. 반면 λ 의 감소에도 불구하고 S_2 의 HX2가 커지는데, 이는 HX2의 저온 끝단 온도차가 열교환기 내부의 최소 온도차에 영향을 주고 있기 때문이다. 결국 동일 성능을 나타내는 시스템 상태를 대상으로 터보 팽창기의 성능 기여도를 높이려할 때 HX1은 작게, HX2은 크게 하면 가능하다. 하지만 이 경우 T_3 가 높아지면서 최소 온도차가 열교환기 내부에서 형성되는 열 핀치(thermal pinch) 현상이 심화되어 HX2가 과도하게 커지는 문제가 나타남을 볼 수 있다.

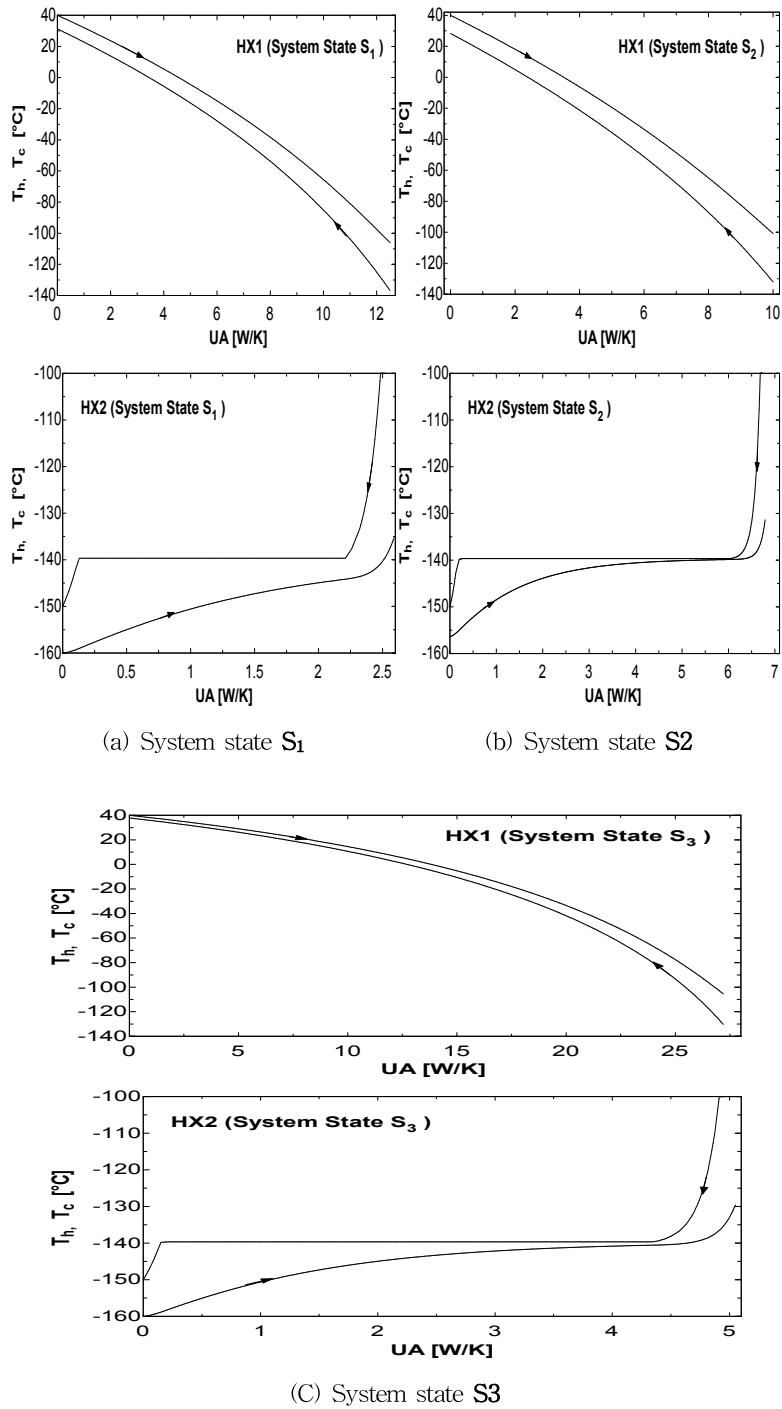


Fig. 5 Temperature distribution within the heat exchangers

4. 요약 및 결론

해외에서 생산된 천연가스는 산지의 천연가스 액화시설에서 완전 액화되어 액화 천연가스의 형태로 LNG선에 저장되어 수송된다. LNG선에서 LNG는 단열된 저장 탱크에 탑재되는데 이때 외부로부터의 열취득으로 인하여 하루 약 0.15%가 기화하게 된다.⁽²⁾ 이러한 LNG 증발기체는 저장 탱크의 압력 상승을 유발하므로 저장 탱크의 안전을 위해서 외부로 추출되어야 한다. 본 연구는 추출된 증발기체를 재액화한 후 저장 탱크로 되돌려 보냄으로서 저장 탱크의 압력을 1.03 bar 정도로 일정하게 유지시킬 수 있는 재액화 시스템을 역 브레이튼 냉동 사이클에 근거하여 설계하고 해석하였다.

열역학 해석을 통하여 시스템 상태가 두개의 사이클 지점 온도에 의해 정의됨을 보였으며, 시스템 상태는 열교환기 입출구 온도의 제한조건, 팽창기 출구의 액적 회피조건 때문에 제한된 영역에서만 허용됨을 보였다. 설계점 설정을 위해 성능지표로서 비액화일을 선정하고 시스템 상태에 따른 등 비액화일 선도를 구하였다. 시스템 성능은 BOG양과 터보 팽창기 일에 의존하는데, 터보 팽창기 일을 일정히 하고 BOG양을 증가시켜 성능을 향상시키려면 HX1, HX2의 크기가 커져야 한다. 반면 동일 성능의 시스템 상태들에 대해서는 터보 팽창기 일의 성능 기여도가 높아지면 HX1은 작아지나 HX2는 커진다. 하지만 터보 팽창기 일의 성능 기여도가 높아짐에 따라 HX2가 과도하게 커지는 문제점이 나타나는데, 이는 HX2의 열 편차에 기인한 것으로 실제 열교환기 설계에 있어 제한 요인으로 작용한다.

5. 참고 문헌

- [1] H. S. Kim, "Economical analysis on the size and propulsion system of LNG carrier", Technical Trend of The Gas Industry, KOGAS, 17 (2005): 69-76
- [2] O.M. Mate, A.M. Diaz, "Reliquefaction systems for marine applicaiton." World Maritime Conference 17, San Francisco (2003):1-15.
- [3] R.F. Barron, "Cryogenic System", Second Edition, Oxford University Press, New York, (1985): 357-362
- [4] Y.W. Chin, "Cycle Analysis on LNG Boil-off Gas Reliquefaction Plant", Journal of KIASAC, 8 (2006) :34-38
- [5] Y.W. Chin, J.W. Moon, Y.P. Lee, H.M. Chang, "Thermodynamic Analysis of Re-liquefaction Cycle of LNG Boil-off Gas", Journal of Sarek, 19 (2007): 485-490
- [6] R.W. Haywood, "Analysis of Engineering Cycles", Third Edition, Pergamon press, New York, (1990): 259-262