

LNG 증발기체의 재액화 사이클에 대한 열역학 해석

진영욱[†], 문정우^{*}, 이윤표^{*}, 장호명^{**}

한국기술교육대학교 기계정보공학부, ^{*}한국과학기술연구원 열유동제어연구센터,

^{**}홍익대학교 기계·시스템디자인공학과

Thermodynamic Analysis of Re-liquefaction Cycle of LNG Boil-off Gas

Youngwook Chin[†], Jeong-Woo Moon^{*}, Yoon-Pyo Lee^{*}, Ho-Myung Chang^{**}

Dept. of Mech. Eng., Korea University of Technology and Education, Chungnam 330-708, Korea

^{*}Thermal/Flow Control Research Center, Korea Institute of Science and Technology, Seoul 136-792, Korea

^{**}Department of Mechanical & System Design Engineering, Hongik University, Seoul 121-791, Korea

(Received November 2, 2006; revision received May 29, 2007)

ABSTRACT: The LNG BOG re-liquefaction system for LNG carriers was designed based on the Claude refrigeration cycle and the thermodynamic analysis was carried out in order to find the design point of the three heat exchangers constituting the system. The thermodynamic analysis revealed that the system state could be defined by the three cold endpoint temperatures of the three-pass heat exchanger. Hence the iso-lines of the specific liquefaction work, taken as the performance indicator, were presented in terms of those three temperatures and discussed. The system was found most economical when those three temperatures approached a single temperature of -140°C and thus this system state could be taken as the design point for the heat exchangers.

Key words: LNG(액화 천연 가스), BOG(증발기체), Re-liquefaction(재액화)

기 호 설 명

A : 사이클 상태
 w_s : 비액화일 [kJ/kg_{N2}]
 h : 엔탈피 [kJ/kg]
 P : 압력 [bar]
 r : 질소의 팽창질량비
 T : 온도 [$^{\circ}\text{C}$]
 v : 비체적 [m^3/kg]
 w : 단위질량당 일 [kJ/kg_{N2}]

그리스 문자

η : 효율

λ : BOG와 질소의 질량유량비 [kg_{BOG}/kg_{N2}]

하첨자

1-9 : 사이클 지점
 BOG : 증발기체(Boil-off gas)
 c : 압축기
 e : 팽창기

1. 서 론

최근 원유가격이 급상승하고 청정에너지에 대한 수요가 기하급수적으로 증가함에 따라 전체 에너지 소비에서 천연가스가 차지하는 비중이 급격히 증가하고 있다. 해외에서 생산된 천연가스는 산지의 천연가스 액화 시설에서 완전 액화되

[†] Corresponding author

Tel.: +82-41-560-1157; fax: +82-41-560-1253

E-mail address: youngjin@kut.ac.kr

어 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.⁽¹⁾ 탱크 내에서 기화되는 가스를 증발기체(boil-off gas, 이하 BOG)라 부른다. 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.⁽²⁾ BOG를 처리하기 위하여 태워버리기도 하지만 각국의 영해내 환경 규제가 한층 강화되어 BOG 처리에 대한 새로운 대안이 필요하게 되었고 이러한 요구에 따라 BOG를 재액화하는 공정이 제안되었다.

현재 LNG 선박용 LNG BOG 재액화 장치는 해외 업체들에 의해 개발되고 있다. 대표적인 LNG BOG 재액화 장치 업체는 노르웨이의 Hamworthy 사(社)로 역 Brayton 질소 냉동 사이클에 기반을 둔 BOG 재액화 장치를 개발하여 육상 플랜트를 운영하고 있으며 향후 LNG 수송 선박에 탑재될 예정이다. 재액화 시스템의 효율을 높이기 위해서는 질소 냉동 사이클에서 터보 팽창기나 팽창 밸브의 출구 온도가 낮아야 한다.⁽³⁾ 그러나 역 Brayton 사이클의 경우 질소 사이클의 최저 온도가 터보 팽창기 출구에서 얻어지므로 팽창기 출구의 액적 발생 조건에 의해 제한된다. 또한 재액화 장치 운전 시 발생할 수 있는 시스템 부하의 변화는 팽창기 입구 온도의 변화를 초래할 수 있고 이에 따른 팽창기 출구에서의 액적 발생을 피하기 위해서는 시스템 운전 시 정확한 제어가 수반되어야 한다. 따라서 재액화 장치의 효율을 극대화시키고 시스템의 운전성을 향상시킬 수 있는 대안적인 사이클의 적용이 필요하다. 이러한 역 Brayton 사이클의 단점을 해소하기 위하여 본 연구에서 도입한 시스템은 Claude 질소 냉동 사이클⁽⁴⁾이다. Claude 사이클의 경우 BOG와 열교환을 수행하는 질소의 최저 온도는 팽창기(expander)가 아닌 팽창 밸브에서 얻어지기 때문에 역 Brayton 사이클에 비하여 시스템의 최저 온도를 낮출 수 있어 시스템의 효율을 증대시킬 수 있는 장점이

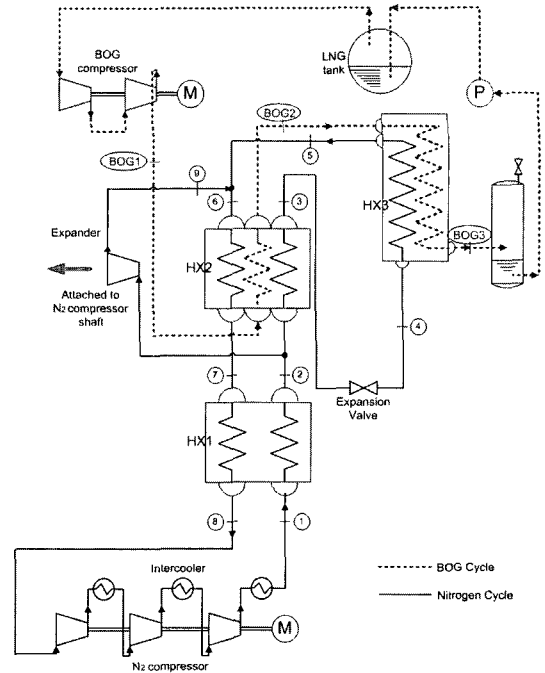


Fig. 1 Schematic of LNG BOG reliquefaction plant.

있으며⁽⁵⁾ 팽창기의 운전이 액적 발생 영역에 있지 않기 때문에 더욱 수월한 장치 운용을 할 수 있는 장점이 있다.

따라서 본 연구에서는 LNG 재액화 장치 업체의 선발 주자인 Hamworthy사와는 차별되는 LNG BOG 재액화 시스템을 국산화하여 개발하기 위하여 Fig. 1과 같이 구성된 Claude 질소 냉동 사이클에 근거한 BOG 재액화 시스템을 고안하고 이에 대한 사이클 해석 및 최적화를 수행 하였다.

2. 사이클 해석

2.1 BOG 재액화 시스템

Fig. 1은 본 연구의 BOG 재액화 시스템이며 크게 BOG 사이클과 질소 사이클로 구성된다. BOG의 구성성분은 순수 메탄(methane)을 가정하였다.

BOG 사이클은 다음과 같다. 기체상태의 LNG는 극저온으로 액화되어 대기압의 탱크에 저장된다. 하지만 LNG 수송 중 지속되는 외부로부터의 열전달로 인하여 BOG가 발생하며 이는 탱크의 압력 상승 요인으로 작용한다. 따라서 탱크가 대

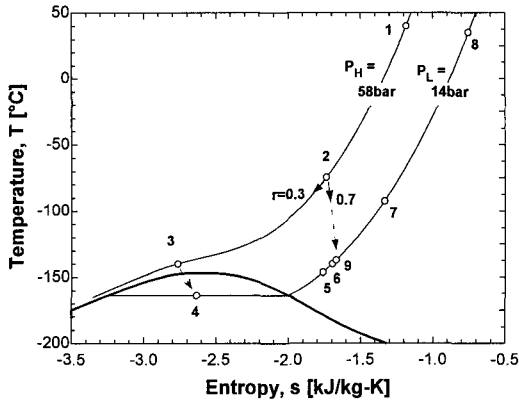


Fig. 2 T-s diagram of the BOG re-liquefaction cycle ($T_3 = T_6 = T_{BOG2} = -140 \text{ }^\circ\text{C}$).

기압 수준으로 일정하게 유지되도록 탱크 압력이 1.03 bar 정도에 도달하면 안전밸브가 열리고 BOG는 탱크 밖으로 배출된다. 배출된 BOG는 2단의 BOG 압축기에 의해 3 bar로 승압된다. BOG 압축기의 단열효율을 75%라 하면 사이클 지점 BOG1에서 BOG는 3 bar, $-57.8 \text{ }^\circ\text{C}$ 의 과열증기 상태가 된다. 이후 BOG는 저온 질소와 열교환을 통한 재액화 과정을 거치게 되는데 3중 열교환기(three-pass heat exchanger) HX2에서 예냉된 후 BOG 응축기 HX3에서 응축된다. BOG는 사이클 지점 BOG3에서 설계온도 $-160 \text{ }^\circ\text{C}$ 의 과냉액체 상태가 되고 순환펌프에 의해 탱크로 재 유입된다.

질소 사이클은 상기 BOG의 예냉과 응축에 필요한 극저온의 질소가스를 얻기 위한 사이클이다. 14 bar, $40 \text{ }^\circ\text{C}$ 의 질소 가스는 3단의 질소 압축기와 중간냉각기를 통과한 후 사이클 지점 1에서 58 bar, $40 \text{ }^\circ\text{C}$ 의 고압 질소로 토출된다. 질소 압축기의 단열효율을 75%라 하면 단위 질소질량당 압축기 일은 $177.7 \text{ kJ/kg}_{\text{N}_2}$ 이 된다. 고압 질소는 HX1에서 HX3 및 HX2를 거쳐 되돌아오는 저압, 저온 질소와 내부 열교환을 통하여 일차 냉각된다. 이후 고압 질소는 두 흐름으로 나뉜다. 질량비 r 만큼의 고압 질소는 팽창기를 통과하여 저압, 저온으로 변환 후 HX3를 거쳐 되돌아오는 저압, 저온 질소와 합쳐져서 HX2의 저온 측으로 유입된다. 반면 질량비 $(1-r)$ 의 고압 질소는 HX2에서 이차 냉각을 거친 후 팽창밸브를 지나면서 저압의 포화 질소로 변환한다. 14 bar 질소의 포화온도는 $-164 \text{ }^\circ\text{C}$ 이므로 사이클 지점 BOG3의 설계온도 $-160 \text{ }^\circ\text{C}$ 보다 낮다. 사이클 해석을 위해 T_5 를

Table 1 Conditions for cycle analysis

	$T(^\circ\text{C})$	$P(\text{bar})$
BOG press., P_{BOG}		3
T_{BOG1}	-57.8	
T_{BOG3}	-160	
N_2 high press., P_H		58
N_2 low press., P_L		14
T_1	40	
T_5	-146.4	
T_8	35	
N_2 -compressor work, $w_c = 177.7 \text{ kJ/kg}_{\text{N}_2}$		
Expander efficiency, $\eta_e = 85\%$		

BOG의 액화온도 $-146.4 \text{ }^\circ\text{C}$ 로 설정하였고, HX1의 T_8 은 통상의 경우를 고려하여 T_1 과 $5 \text{ }^\circ\text{C}$ 차를 두었다. Table 1에 상기 사이클 지점의 상태를 정리하였으며 Fig. 2에 질소 사이클의 이해를 위한 T-s 선도의 예를 나타내었다.

2.2 해석모델

BOG 재액화 사이클의 열역학 상태를 구하기 위한 지배방정식은 사이클 기기 각각에 대한 에너지 균형, 효율, 정상적 운전을 보장하기 위한 조건으로 구성된다.

질소 사이클의 압축 질소질량 유량에 대한 BOG 사이클의 BOG 질량유량의 비를 λ 라 하면 HX1, HX2, HX3 및 혼합부 각각에 대한 에너지 균형은 다음과 같다.

$$h_1 - h_2 + h_7 - h_8 = 0 \quad (1)$$

$$(1-r)(h_2 - h_3) + h_6 - h_7 + \lambda(h_{BOG1} - h_{BOG2}) = 0 \quad (2)$$

$$(1-r)(h_3 - h_5) + \lambda(h_{BOG2} - h_{BOG3}) = 0 \quad (3)$$

$$(1-r)h_5 + rh_9 - h_6 = 0 \quad (4)$$

또한 팽창기 단열효율은 다음과 같이 정의하였고 85%로 가정하였다.

$$\eta_e = \frac{h_2 - h_9}{h_2 - h_8} \quad (5)$$

상기와 더불어 열교환기의 정상적 운전이 사이클 상태에 반영되어야 한다. HX2에서 BOG와 고

온 질소가 저온 질소에 의해 냉각되기 위해서는 HX2의 입출구 온도는 다음의 조건을 충족해야 한다.

$$T_6 \leq T_3 \tag{6}$$

$$T_6 \leq T_{BOG2} \tag{7}$$

$$T_7 \leq T_{BOG1} \tag{8}$$

여기서 T_{BOG2} 를 BOG 액화온도 $-146.4\text{ }^\circ\text{C}$ 에서 $-110\text{ }^\circ\text{C}$ 까지 변화시켰다. T_3 와 T_{BOG2} 그리고 T_2 와 T_{BOG1} 사이에는 특별한 제한이 없으며, $T_7 \leq T_2$ 는 앞서 HX1에서 T_7 을 T_8 보다 $5\text{ }^\circ\text{C}$ 낮게 설정함으로 인해 자동적으로 만족된다. 사이클의 운전 영역에 대한 제한으로는 팽창기 출구의 액적발생 회피 조건은 다음과 같다. 참고로 14 bar 질소의 포화온도는 $-164\text{ }^\circ\text{C}$ 이다.

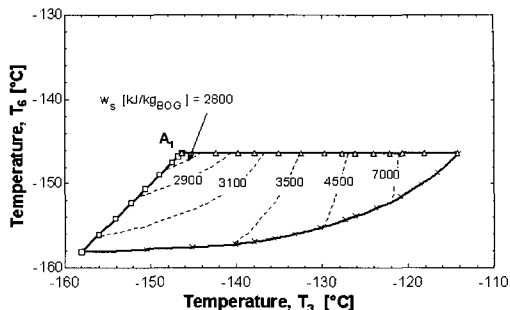
$$T_9 \geq -160\text{ }^\circ\text{C} \tag{9}$$

방정식 (1)~(5)은 8개의 사이클 변수 $T_2, T_3, T_6, T_7, T_9, T_{BOG2}, \lambda, r$ 을 포함하므로 임의의 사이클 변수 3개에 의해 사이클 상태는 정의될 수 있으며, 조건 식(6)~식(9)에 의해 제한된 영역의 사이클 상태만이 허용된다.

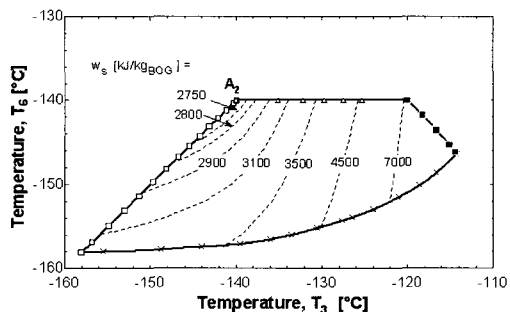
3. 결과 및 고찰

3.1 사이클 영역

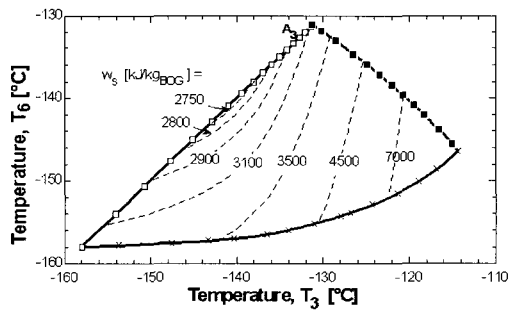
식(1)~식(9)에 의해 허용되는 사이클 상태, 즉 사이클 영역에 대해서 살펴보고자 한다. 사이클 상태는 식(1)~식(5)에 포함된 미지수가 8개이므로 임의의 사이클 변수 3개에 의해 정의된다. 따라서 T_{BOG2} 가 주어지면 식(6)~식(9)의 등호 관계식은 (T_3, T_6) 좌표계에서 곡선으로 나타내진다. 예를 들면 Fig. 3(a)의 $T_6 = -160\text{ }^\circ\text{C}$ 선은 7개의 방정식, 즉 $T_{BOG2} = -146.4\text{ }^\circ\text{C}$, 식(1)~식(5), 식(9)의 $T_6 = -160\text{ }^\circ\text{C}$ 를 만족하는 곡선으로 구해진다. Fig. 3 (a)~(d)는 주요 T_{BOG2} 에 대하여 식(1)~식(9)에 의해 허용되는 사이클 영역을 보여준다. $-146.4\text{ }^\circ\text{C} < T_{BOG2} < -131.2\text{ }^\circ\text{C}$ 에서 식(7)과 식(8)이 동시에 사이클 영역을 한정하나, $T_{BOG2} > -131.2\text{ }^\circ\text{C}$ 에서는 식(8)이 식(7)보다 제한적이므로 식(7)은 사이클 영역을 한정하지 않는다. 사이클 상태 $A_1, A_2, A_3,$



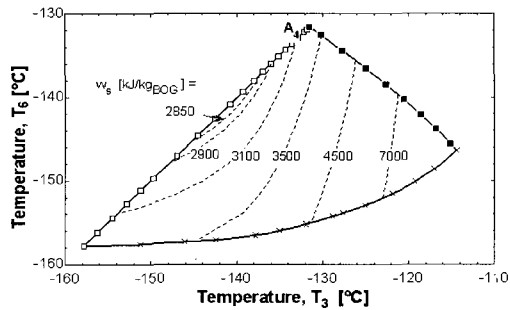
(a) $T_{BOG2} = -146.4\text{ }^\circ\text{C}$



(b) $T_{BOG2} = -140.0\text{ }^\circ\text{C}$



(c) $T_{BOG2} = -131.2\text{ }^\circ\text{C}$



(d) $T_{BOG2} = -110.0\text{ }^\circ\text{C}$

Fig. 3 Iso-lines of specific liquefaction work. (\square : $T_6 = T_3$, \triangle : $T_6 = T_{BOG2}$, \blacksquare : $T_7 = T_{BOG1}$, \times : $T_6 = -160\text{ }^\circ\text{C}$)

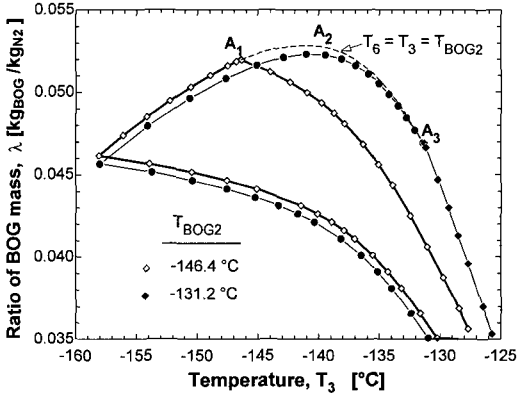


Fig. 4 Domain of cycle state.

A_4 는 $T_6 = T_3$ 의 고점을 나타내며 $T_{BOG2} > -131.2$ °C에서 T_6 의 고점은 서서히 낮아진다.

Fig. 3의 외곽선을 따라 λ 를 구하고 사이클 영역을 T_3 , λ , T_{BOG2} 로 나타내면 Fig. 4와 같다. Fig. 3과 마찬가지로 $T_{BOG2} > -131.2$ °C에서 식(7)에 의한 사이클 영역의 제한은 없다. Fig. 4의 점선은 $T_6 = T_3 = T_{BOG2}$ 선을 나타내는 데, Fig. 3의 A_1 , A_2 , A_3 를 잇는 사이클 상태들이며 -146.4 °C < $T_{BOG2} < -131.2$ °C일 때 이들은 점선과 만나나 $T_{BOG2} > -131.2$ °C에서는 점선과 만나지 않는다.

3.2 사이클 성능

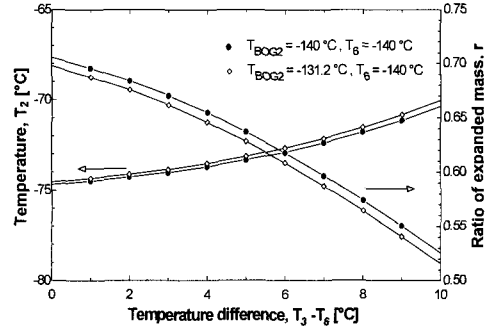
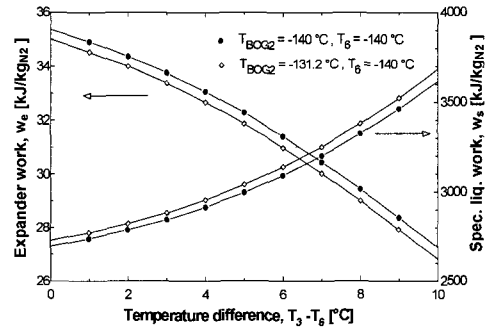
사이클의 성능 지표는 비액화일 w_s 로서 이는 단위질량의 BOG를 재액화시키는데 소요되는 순일이다.

$$w_s = \frac{w_c - w_e}{\lambda} \quad (10)$$

여기서 w_c 는 3단 질소 압축기의 단위 질소질량당 일이며, w_e 는 단위 압축 질소 질량당 팽창기 일로서 $w_e = r(h_2 - h_9)$ 이다.

사이클 영역의 등 비액화일 선도를 Fig. 3에 나타내었다. T_{BOG2} 와 무관하게 T_3 와 T_6 의 차가 작을수록 비액화일은 적어지며, $T_6 = T_3$ 에서 사이클 성능은 일차적으로 최대가 됨을 알 수 있다. 이를 살펴보기 위하여 사이클 지점 1에서 지점 8에 이르는 검사체적에 대한 에너지 균형

$$w_e - \lambda(h_{BOG1} - h_{BOG3}) = h_1 - h_8 \quad (11)$$

(a) T_2 and r (b) w_e and w_s Fig. 5 Effect of temperature difference $T_3 - T_6$ on the specific liquefaction work.

을 λ 에 대하여 정리하고 식(10)에 대입하면 다음과 같다.

$$w_s = (h_{BOG1} - h_{BOG3}) \left[\frac{w_c - (h_1 - h_8)}{w_e - (h_1 - h_8)} - 1 \right] \quad (12)$$

상기 식에서 h_1 , h_8 , h_{BOG1} , h_{BOG3} , w_c 는 일정하므로 w_s 는 w_e 에만 의존하는데, w_e 는 다음과 같다.

$$w_e = \eta_e r \int v dP \quad (13)$$

팽창기 입출구 압력이 일정하게 주어지므로 식(13)의 적분은 T_2 에 의존한다고 볼 수 있으므로 식(12)와 식(13)에 의해 사이클 성능은 r 의 증가 또는 T_2 의 상승에 의해 향상될 것이다. 하지만 Fig. 5에 T_3 와 T_6 의 차가 줄어들 경우 r 은 증가하나 T_2 는 하락하므로 사이클 성능은 상반된 두 요인에 의해 좌우됨을 알 수 있다. 또한 r 의 변동 폭이 T_2 에 비해 크므로 r 의 변화가 사이클 성

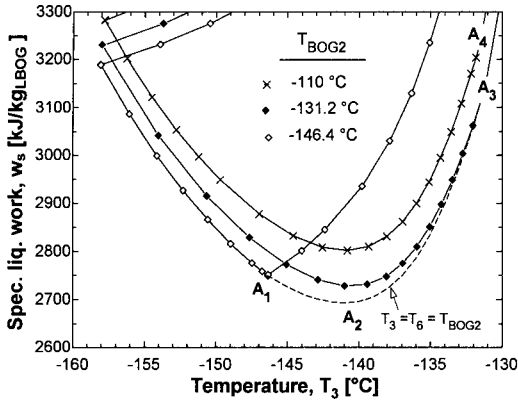


Fig. 6 Minimum specific liquefaction work.

능에 지배적으로 작용하리라 추정할 수 있으며 이는 Fig. 5의 w_e 및 w_s 에 반영되고 있다. 결국 T_3 와 T_6 의 차가 줄어들어 따라 사이클 성능이 향상되는 이유는 r 의 증가에 따른 w_e 의 증가에 있으며, 이때 식(11)에 의해 λ 또한 w_e 에 비례하여 증가한다.

사이클의 최대 성능을 구하기 위하여 식(11)을 w_e 에 대하여 정리하고 식(10)에 대입하면 다음

$$w_s = \frac{w_c - (h_1 - h_8)}{\lambda} - (h_{BOG1} - h_{BOG3}) \quad (14)$$

과 같다. 상기 식에서 w_s 는 사이클 변수 λ 에만 의존하므로 λ 를 대체하는 사이클 변수로 취급이 가능하다. Fig. 4의 외곽선을 따라 w_s 를 구하고 사이클 영역을 T_3 , w_s , T_{BOG2} 로 나타내면 Fig. 6과 같다. 사이클의 최대 성능은 점선의 저점, 즉 $T_3 = T_6 = T_{BOG2} = -140$ °C 부근에서 얻어지며 이때 T-s 선도는 Fig. 2에 나타낸 바와 같다.

4. 결 론

LNG 운반선의 저장 탱크에서 발생하는 BOG를 재액화하여 저장 탱크로 되돌려 보내기 위한 시스템을 Claude 질소냉동 사이클에 근거하여 고

안하고 사이클을 구성하는 열교환기들의 설계점 설정을 위해 사이클 해석을 수행하였다. 시스템의 열역학 상태는 3중 열교환기 저온부의 BOG, 고압 및 저압 질소의 온도에 의해 정의될 수 있으므로 이들 온도에 따른 시스템의 성능특성을 등비액화일 선도를 통해 살펴보았다. 3중 열교환기 저온부의 고압과 저압 질소 간 온도차가 줄어들어 따라 비액화일의 감소가 나타났으며, 등비액화일의 최소는 3중 열교환기 저온부의 세 온도가 -140 °C 부근일 때 얻어졌다. 따라서 이 시스템 상태를 열교환기의 설계점으로 설정하면 시스템의 최적 성능을 기대할 수 있다.

후 기

본 연구는 산업자원부 부품소재기술개발 사업의 일환으로 수행되었습니다.

참고문헌

1. Mate, O. M. and Diaz, A. M., 2003, Reliquefaction systems for marine application, World Maritime Conference 17, San Francisco, pp. 1-15.
2. H. S. Kim, 2005, Economical analysis on the size and propulsion system of LNG carrier, Technical Trend of The Gas Industry, KOGAS, Vol. 17, pp. 69-76.
3. Barron, R. F., 1985, Cryogenic System, Second Edition, Oxford University Press, New York, pp. 357-362.
4. Baek, J. H. and Chang, H. M., 1994, Cycle Analysis of 2-Stage Expansion Claude Refrigerator with Turboexpanders, Journal of Sarek, Vol. 6 No. 2, pp. 130-139.
5. Haywood, R. W., 1990, Analysis of Engineering Cycles, Third Edition, Pergamon press, New York, pp. 152-168.