

LNG 냉열을 이용하는 동력사이클 열역학 해석

Thermodynamic Analysis of Power Generation Cycle Utilizing LNG Cold Energy

최 권 일*, 장 호 명**

Kwon-Il Choi*, Ho-Myung Chang**

Abstract: Thermodynamic cycle analysis has been performed for the power generation systems to utilize the cold energy of liquefied natural gas (LNG). The power cycle uses the air or water at room temperature as a heat source and the LNG at cryogenic temperatures as a heat sink. Among many possible configurations of the cycle, the open Rankine cycle, the closed Rankine cycle, and the closed Brayton cycle are selected for the basic analysis because of their practical importance. The power output per unit mass of LNG has been analytically calculated for various design parameters such as the pressure ratio, the mass flow rate, the adiabatic efficiency, the heat exchanger effectiveness, or the working fluid. The optimal conditions for the parameters are presented to maximize the power output and the design considerations are discussed. It is concluded that the open Rankine cycle is the most recommendable both in thermodynamic efficiency and in practice.

Key Words: thermodynamics, LNG(liquefied natural gas), available energy, FOM(figure of merit)

1. 서 론

천연가스는 청정에너지원으로 가정용 및 산업용 연료로 국내에서도 널리 사용되고 있다. 국내에는 천연가스가 매장되어 있지 않으므로 외국의 산지에서 채취하여 액화된 액화천연가스(liquefied natural gas, LNG)의 형태로 선박을 통하여 국내에 공급되고 있는 실정이다[1-3]. LNG의 화학적 조성은 메탄이 주성분이므로 대기압 하에서 약 -160°C 의 극저온에서 액체 상태로 저장되며, 사용자에게 공급하기 위하여 해수와의 열교환을 통하여 상온으로 가열하는 기화시설을 이용하고 있다[4-8].

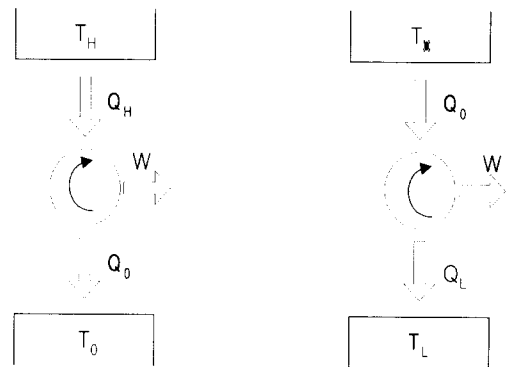
열역학적 관점에서 볼때 극저온 상태의 LNG는 상당한 양의 가용에너지(available energy)를 가지고

있는데, 이는 액화과정에서 투입된 일의 일부가 남아 있다고 설명할 수 있다. 저온액체의 가용에너지는 열역학적 관점에서 볼 때 극저온 상태의 LNG는 상당한 양의 가용에너지(available energy)를 가지고, 체상태(f)와 표준상태(상온상압, 0)에서 각각의 엔탈피와 엔트로피를 이용하여

$$\frac{W_{rev}}{m_{LNG}} = (h_f - h_0) - T_0(s_f - s_0) \quad (1)$$

로 계산할 수 있다. 만일 천연가스를 순수 메탄으로 간주하고, 열역학적으로 이상적인 사이클을 구성하면, LNG 1 kg을 상온으로 기화시키면서 약 1,053 kJ의 막대한 일을 얻어낼 수 있다는 의미가 된다. 따라서 LNG의 단순가열에 의한 기화는 이 가용에너지의 전적인 손실을 동반하는 것이다. 본 연구는 LNG가 냉열의 형태로 보유하고 있는 이 가용에너지의 활용을 목적으로 하고 있다.

일반적으로 말해서 동력생성 사이클은 고온의 열원에서 열을 받아서 동력을 생성하고 남은 폐열은 상온의 열원에 방출하는 구성을 하고 있다. 반면에 저온냉열을 이용하는 동력 사이클은 상온의 열원에서 열을 받아서 동력을 생성하고 저온(heat sink)으로 폐열을 방출하는 과정에 저온냉열을 이용하는 구성을 하고 있다. 이 두 사이클의 열역학 구성을 Fig. 1에 도식적으로 비교하여 나타내었다.



(a) 고온 열원 이용 열동력 사이클
(b) 저온 냉열 이용 열동력 사이클
(a) High-temperature heat source (b) Low-temperature heat sink

그림 1. 두 열원사이의 열동력 사이클의 에너지 흐름.
Fig. 1. Energy flow in power generation cycles between two thermal reservoirs.

* 학생회원 : 홍익대학교 대학원 기계공학과 석사과정

** 정 회 원 : 홍익대학교 기계공학과 부교수

원고접수 : 1999년 3월 08일

심사완료 : 1999년 4월 19일

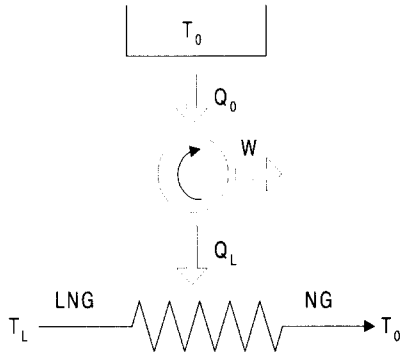


그림 2. LNG 냉열 이용 열기관 에너지 흐름.
 Fig. 2. Energy flow in power generation cycle utilizing LNG cold energy.

LNG가 보유하고 있는 냉열은 일정한 온도에서 액체에서 증기로 상변화하는 과정의 잠열(latent heat)에 추가하여 포화증기상태에서 상온의 기체로 온도가 상승하는 과정의 현열(sensible heat)을 포함하고 있다. 이러한 저온의 현열을 이용하는 냉열 이용 사이클에서의 에너지 흐름을 Fig. 2에 도식적으로 나타내었다. 이 사이클에서도 대기나 해수와 같은 상온의 열원에서 열을 받아서 동력을 생성하고 LNG에 폐열을 공급하는 구성을 하고 있다. 이 과정에서 LNG는 열을 받아서 상온의 기체로 기화되며 일반 수요자에게 공급된다.

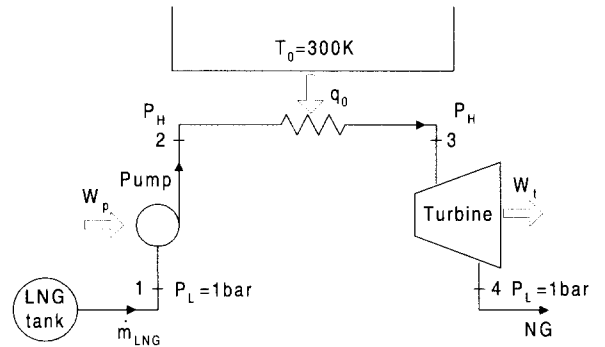
실제로 LNG 냉열을 이용하는 열기관의 성능지표로는 에너지 관점에서의 일반적인 효율은 커다란 의미가 없으며, 가용에너지 관점에서의 FOM (figure of merit)이 중요한 의미를 갖는다. FOM은 실제 얻는 동력에 대한 이론적으로 가능한 최대동력 즉, 식(1)로 계산된 가용에너지의 비로 정의할 수 있다.

$$FOM = \frac{W}{W_{rev}} = \frac{W}{1053 \text{ kJ/kg} \cdot m_{LNG}} \quad (2)$$

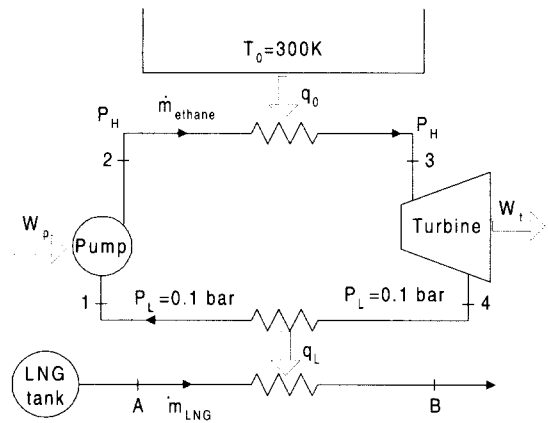
LNG의 냉열을 이용하여 동력을 생성하기 위한 연구는 일본에서 이미 1980년대에 이루어져 있고, 그 중 일부는 발전설비로 적용된 예가 있으나(9), 당시 경제성이 충분하지 못했던 것으로 판단된다. 그러나 1990년대 이후 극저온용 터빈 및 펌프 등 주요부품에 대한 기술이 발전하여 이제 체계적으로 LNG 냉열 이용을 위한 기술적 검토가 필요하다. 최근에 미국의 North Texas대학과 Washington대학에서는 미국 에너지부(DOE)의 지원으로 이와 매우 유사한 액체질소를 이용한 동력사이클에 대한 연구가 활발히 진행 중에 있다(10-12). 이 연구는 연소과정이 전혀 없는 무공해 자동차의 추진사이클로 응용하기 위한 목적으로 시도되고 있으며 최근에 성공적인 시제품의 제작을 발표하였다.

본 논문에서는 LNG의 냉열 이용의 가능성을 검토하는 첫 번째 단계로, 연료로서 연소과정이 없으면서 LNG 냉열 발전이 가능한 세 가지 형태의 기본사이클을 채택하여, 열역학 해석을 시도하였다. Fig. 3은 본 논문에서 채택한 세 사이클에 대한 도식적 구성과 해석방법을 나타내고 있다. 개방 Rankine사이클은 LNG를 직접 작동유체로 이용하는 상변화 사이클이며, 밀폐 Rankine사이클은 상온과 LNG온도 사이에

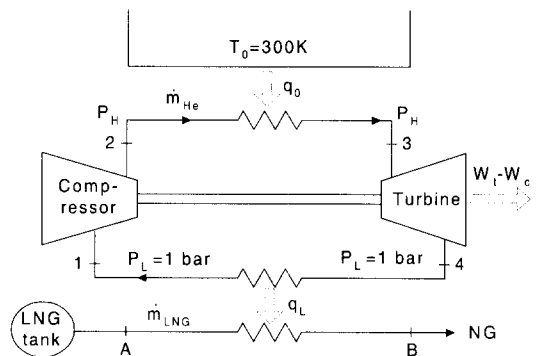
서 상변화하는 제 2의 작동유체를 이용하여 밀폐사이클을 구성하고 LNG와는 열만 교환하는 사이클이다. 밀폐 Brayton사이클은 상변화가 없는 기체사이클로 역시 상온에서 열을 전달받아 가열되고 LNG로 열을 방출하는 밀폐사이클이다. 본 해석에서는 LNG를 순수매체로 간주하고 여러 가지 작동유체의 상태량을 계산하기 위하여 실제 열역학적 상태량 프로그램(13)



(a) 개방 Rankine 사이클
 (a) Open Rankine cycle



(b) 밀폐 Rankine 사이클
 (b) Closed Rankine cycle



(c) 밀폐 Brayton 사이클
 (c) Closed Brayton cycle

그림 3. LNG 냉열 이용 단순 동력사이클의 종류.
 Fig. 3. Simple power generation cycles utilizing LNG cold energy.

을 이용하고, 열교환기, 압축기, 터빈, 펌프 등 주요부품의 성능 및 사이클의 주요 설계변수들을 변화해가며, 생성가능한 동력을 계산하였다. 또 이 결과들을 이용하여 FOM을 최대로 하기 위한 설계변수의 최적화 자료 도출을 시도하였다. 이 결과들은 향후 LNG 냉열 이용 동력생성 시스템의 실용화를 위한 기초연구로 활용될 수 있을 것이다.

2. 사이클 해석

2.1. 개방 Rankine사이클

개방 Rankine 사이클은 포화액체인 LNG를 펌프에서의 가압하는 과정(1-2), 상온 열원으로부터의 가열과정(2-3), 그리고 터빈에서 단열팽창과정(3-4)으로 구성된다. LNG는 1기압상태에서 포화액체로 저장되므로 상태 1은 결정되었다고 할 수 있고, LNG의 냉열을 이용하여 생산할 수 있는 동력을 계산하기 위해서는 상태 2, 3, 4를 각각 결정하여야 한다. 일반적인 사이클 해석에서와 마찬가지로 본 논문에서는 열교환기에서의 압력강하를 무시하였고, 펌프와 터빈에서는 열전달이 없다고 가정하였으며, 터빈출구의 압력은 대기압으로 간주하였다.

이러한 사이클 해석에 필요한 가장 중요한 변수로는 펌프에서 가압하는 최고압력(P_H)이라고 할 수 있다. 그리고 사이클의 각 상태는 펌프의 단열효율(η_p), 열교환기의 유용도(ϵ), 터빈의 단열효율(η_t) 등 각 구성부품의 성능이 주어졌다고 가정하여 계산하였다. 이 부품들의 성능은 각각 다음 식들과 같이 정의된다.

$$\eta_p = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3)$$

$$\epsilon = \frac{h_3 - h_2}{h(P_H, T_0) - h_2} \quad (4)$$

$$\eta_t = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (5)$$

여기서 h 는 비엔탈피이고 하첨자 s 는 등엔트로피 과정으로 가압 또는 팽창했을 때의 상태량이며 $h(P_H, T_0)$ 는 고압 및 상온에서의 비엔탈피이다. 사이클의 각 상태가 결정되면, 단위질량의 LNG당 순출력 일은 터빈일과 펌프일의 차로

$$\frac{W_{net}}{m_{LNG}} = \frac{W_t}{m_{LNG}} - \frac{W_p}{m_{LNG}} = (h_3 - h_4) - (h_2 - h_1) \quad (6)$$

와 같이 나타낼 수 있으며 FOM은 이 값을 식(2)에 대입하여 계산할 수 있다.

본 논문에서는 계산 조건으로 저압은 대기압인 $P_L = 1$ bar로 간주하였고 펌프입구의 온도는 LNG의 포화온도인 $T_1 = 111$ K, 상온은 $T_0 = 300$ K로 계산하였다. 본 논문의 사이클해석에서는 고속터빈의 운전 에 필요한 조건으로 터빈출구의 건도(x_4)는 0.8이상인 경우로 한정하였고 편의상 부품의 성능이라고 할 수 있는 ϵ 와 η 를 같은 값으로 두고 0.8과 1 사이의 값을 채택하여 계산하였다.

Fig. 4는 여러 값의 ϵ 및 η 에 대해 FOM을 최고압력의 함수로 나타내었다. 부품들의 성능이 증가할수록 FOM이 증가하고, 일정한 성능에 대해 사이클 최고압력에 따라 FOM이 서서히 증가하나, 최고압력이 지나치게 커지면 펌프일이 증가하여 FOM이 감소하는 경향을 보인다. 부품의 성능이 100%일 경우에는 약

32%의 FOM을 얻을 수 있으므로 LNG 1 kg당 약 337 kJ의 동력생성이 가능하다는 것을 알 수 있다. 그리고 FOM은 어느 한계 이상의 최고압력 하에서는 거의 일정한 값을 갖는 반면 부품의 성능에 민감하다는 것을 알 수 있다. 사실상 최적의 최고압력은 Fig. 5에 나타낸 바와 같이 50 bar 근처에 있다고 판단된다.

2.2. 밀폐 Rankine사이클

밀폐 Rankine사이클은 포화액체상태 또는 과냉상태인 작동유체(working fluid)를 펌프에서 가압하는 과정(1-2), 상온 열원으로부터의 가열과정(2-3), 터빈에서 단열팽창과정(3-4), 그리고 LNG로 열을 방출하며 응축(4-1)되면서 이때 LNG는 포화액체 상태에서 가열되어 증발 및 과열(A-B)된다. 이 경우에도 LNG가 1기압상태에서 포화액체로 저장되어 있으므로

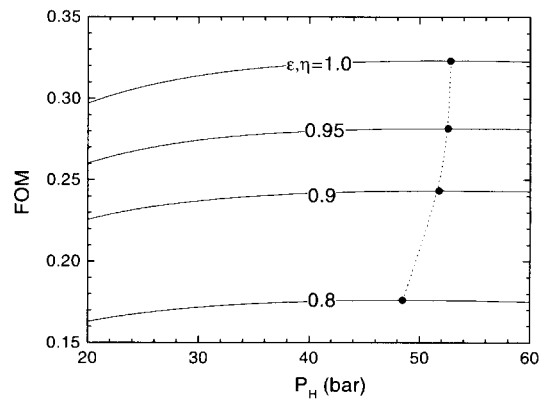


그림 4. 여러 ϵ, η 에서 최고압력에 따른 개방 Rankine 사이클의 FOM.

Fig. 4. FOM as a function of P_H for various ϵ, η in open Rankine cycle.

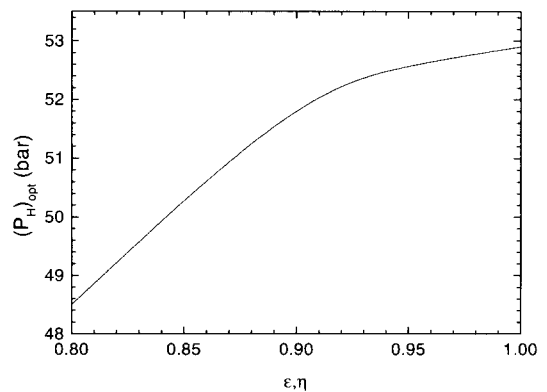


그림 5. ϵ, η 에 따른 개방 Rankine 사이클의 최적의 최고압력.

Fig. 5. Optimal P_H as functions of ϵ, η in open Rankine cycle.

A의 상태는 결정되었다고 할 수 있으며, 사이클 해석을 통하여 1, 2, 3, 4, B의 다섯 위치에서의 상태를 결정하여야 한다.

이 해석에서 사이클의 최저압력은 작동유체의 응축 온도를 결정하므로 보통 선택의 범위가 매우 좁다고 할 수 있다. 따라서 가장 중요한 변수는 사이클의 최고압력(P_H)이며, LNG 1 kg당 순출력일을 계산하기 위해 작동유체와 LNG 질량유량비를 추가하여야 한다. 펌프의 단열효율식, 고온비등 열교환기의 유용도식과 터빈의 단열효율식은 식(3), 식(4), 식(5)와 동일하며 여기에 추가로 저온응축 열교환기에서의 에너지균형식 및 유용도식을 사용하여야 한다. 그런데 이 열교환기에서의 유용도에 사용되는 최대열전달, 즉 유용도 100%인 경우의 열전달의 크기는 두 유체의 유량비에 따라 여러 가지의 경우가 발생하게 된다. 두 입구상태인 상태 4와 상태 A가 주어졌을 때, 우선 최대열교환이 가능한 두 개의 열전달량($Q_{max,1}$ 및 $Q_{max,2}$)을 계산하여야 한다.

$$\begin{aligned} Q_{max,1} &= m_{wf}[(h_4 - h_{wf}(P_L, T_A))] \\ Q_{max,2} &= m_{LNG}[h_{LNG}(P_{atm}, T_4) - h_A] \end{aligned} \quad (7)$$

여기서 하첨자 wf는 작동유체를 나타내고 있다. 첫번째 경우는 작동유체의 질량유량이 LNG에 비하여 상대적으로 작을 때 즉, $Q_{max,1} < Q_{max,2}$ 일 경우로 유용도가 100%일 때, Fig. 6(a) 또는 Fig. 7(a)와 같이 T_1 이 T_A 와 동일하여야 하고 따라서 다음 식으로 1과 B의 상태를 결정한다.

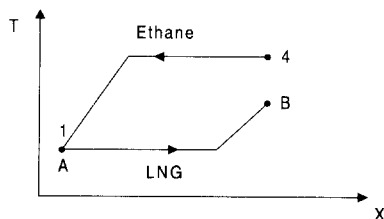
$$\begin{aligned} \epsilon &= \frac{h_4 - h_1}{h_4 - h_1(P_{atm}, T_A)} \\ h_B - h_A &= \frac{m_{wf}}{m_{LNG}}(h_4 - h_1) \end{aligned} \quad (8)$$

반면에 작동유체의 질량유량이 LNG에 비하여 상대적으로 클 때 즉, $Q_{max,1} > Q_{max,2}$ 일 경우에는 유용도가 100%일 때, Fig. 6(b) 또는 Fig. 7(b)와 같이 T_B 가 T_4 와 동일하여야 하며 다음 식으로 1과 B의 상태를 결정한다.

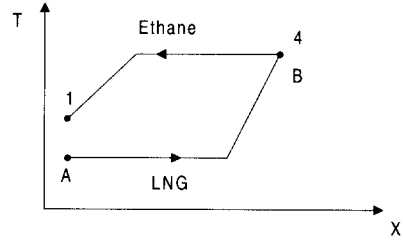
$$\begin{aligned} \epsilon &= \frac{h_B - h_A}{h_B(P_L, T_A) - h_A} \\ h_4 - h_1 &= \frac{m_{LNG}}{m_{wf}}(h_B - h_A) \end{aligned} \quad (9)$$

그리고 식(8), (9)를 만족하지 않으면 저온응축 열교환기 중간에서 고온부와 저온부의 온도가 일치하는 부분이 발생하며 Fig. 7(c)와 같이 T_C 가 T_S 와 같아야 하며 다음 식과 같이 1과 B의 상태가 결정된다.

$$\begin{aligned} \epsilon &= \frac{h_C - h_A}{h_C(P_{atm}, T_S) - h_A} \\ h_S - h_1 &= \frac{m_{LNG}}{m_{wf}}(h_C - h_A) \\ h_B - h_C &= \frac{m_{wf}}{m_{LNG}}(h_A - h_S) \end{aligned} \quad (10)$$



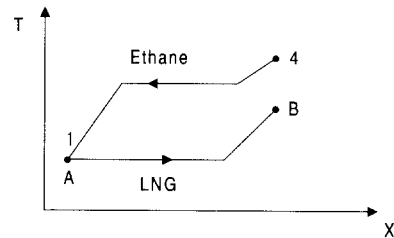
(a) methane/ m_{LNG} 가 상대적으로 작은 경우
(a) relatively small methane/ m_{LNG}



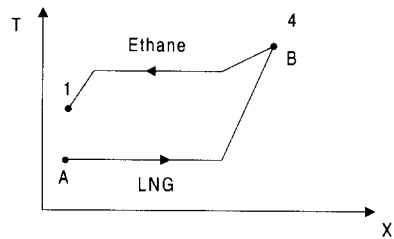
(b) methane/ m_{LNG} 가 상대적으로 큰 경우
(b) relatively large methane/ m_{LNG}

그림 6. 밀폐 Rankine 사이클에서 터빈출구가 포화 상태일 때 100% 유용도 LNG-에탄 열교환기에서의 온도분포.

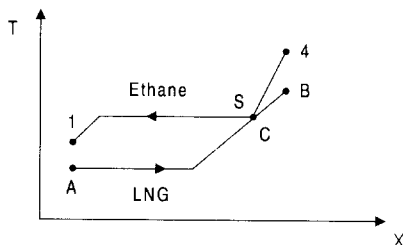
Fig. 6. Two different temperature distributions in LNG-ethane heat exchanger with 100% effectiveness in closed Rankine cycle.



(a) methane/ m_{LNG} 가 상대적으로 작은 경우
(a) relatively small methane/ m_{LNG}



(b) methane/ m_{LNG} 가 상대적으로 큰 경우
(b) relatively large methane/ m_{LNG}



(c) (a), (b)조건을 만족하지 않는 경우
(c) The case not satisfying (a) or (b)

그림 7. 밀폐 Rankine 사이클에서 터빈출구가 과열 상태일 때 100% 유용도의 LNG-에탄 열교환기에서의 온도분포.

Fig. 7. Three different temperature distributions in LNG-ethane heat exchanger with 100% effectiveness in closed Rankine cycle.

사이클의 각 상태가 결정되면, 단위질량의 LNG당 순출력일은 작동유체 1 kg당의 순출력일과 질량유량비의 곱으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \frac{W_{net}}{m_{LNG}} &= \frac{m_{wf}}{m_{LNG}} \left(\frac{W_t}{m_{wf}} - \frac{W_p}{m_{wf}} \right) \\ &= \frac{m_{wf}}{m_{LNG}} [(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)] \end{aligned} \quad (11)$$

사이클의 FOM은 단위질량의 LNG당 순출력일을 식 (2)에 대입하여 계산할 수 있다.

본 논문에서는 작동유체를 다른 유체에 비해 100 K에서 300 K 사이에서의 포화특성이 좋은 에탄 (C₂H₆)에 대한 해석을 우선적으로 수행하였다. 계산 조건으로는 충분히 낮은 응축온도를 위하여 저압(P_L)은 0.1 bar로 간주하였고 다른 조건은 개방 Rankine 사이클과 같은 조건을 채택하였다. 여기에 추가하여 펌프의 현실적 운전을 위해 입구의 상태를 포화액체이거나 과냉 상태만으로 한정하여 계산하였고, 건도(x₁)가 0이상인 경우는 배제하였다.

Fig. 8에는 사이클의 최고압력이 30 bar일 때, 에탄/LNG 질량유량비에 따른 FOM의 변화를 나타내었다. FOM은 질량유량비에 비례하여 단조증가 한다. 그 이유는 질량유량비가 작을 때에는 압력이 일정하면 단위 질량의 에탄에 대한 터빈일과 펌프일이 일정하기 때문이다. 질량유량비가 커지면 1, 2, 3, 4의 상태량이 변하지만 순출력일은 거의 일정하게 되므로 FOM은 비례적으로 증가한다. 그러나 에탄의 질량유량이 지나치게 크면, LNG의 냉열로 에탄이 포화액체까지 응축되지 못하여 현실적으로 펌프에서의 가압이 어려워진다. 그리고 부품의 성능이 너무 낮아도 1상태가 과냉액으로 충분히 응축하지 못한다. 사실상 최적의 에탄/LNG 질량유량비는 점으로 나타낸 바와 같이 약 1.1에서 1.4사이에 존재한다고 할 수 있다.

Fig. 9에는 질량유량비가 최적일 때, 여러 ε, η에 대해 최고압력의 변화에 따른 FOM의 변화를 나타내었다. 최고압력이 감소할수록 FOM은 서서히 증가하나, 지나치게 낮으면 4상태의 출구건도와 엔탈피가 증가하게 되며 1상태가 과냉상태가 되지 않는다. 반면에 압력이 너무 높게 되면 터빈출구 건도가 감소하게 되어 실제로 운전이 가능한 최고압력은 점선으로 표시된 두 곡선사이에 위치해야 한다. 부품의 성능이 100%일 때 최적의 질량유량비로 얻을 수 있는 FOM은 개방 Rankine 사이클과 비슷한 약 35%이므로 LNG 1 kg당 약 370 kJ의 동력생성이 가능하다는 것을 알 수 있다. 따라서 최적의 최고압력은 낮지만 압력비는 높다는 것을 알 수 있다. 그리고 FOM은 개방 Rankine 사이클과 마찬가지로 압력비보다 부품의 성능에 민감하다고 할 수 있다.

Fig. 10에는 FOM이 최대가 되기 위한 최적의 최고압력과 질량유량비를 ε 및 η의 함수로 나타내었다. 최적의 질량유량비는 ε, η가 증가할수록 거의 선형적으로 증가하며 최적의 최고압력은 ε, η가 0.8부터는 증가하다가 0.9부터 다시 감소하는데 ε, η가 낮으면 상온에 접근하지 않지만 터빈에서의 비가역성으로 출구건도가 증가하여 그만큼 LNG의 냉열을 많이 이용할 수 있기 때문이다.

2.3. 밀폐 Brayton사이클

밀폐 Brayton 사이클은 밀폐 Rankine 사이클과 형태는 유사하며 상변화 없는 기체를 작동유체로 사용하여 사이클을 구성한다는 점만 다르다. 작동유체를

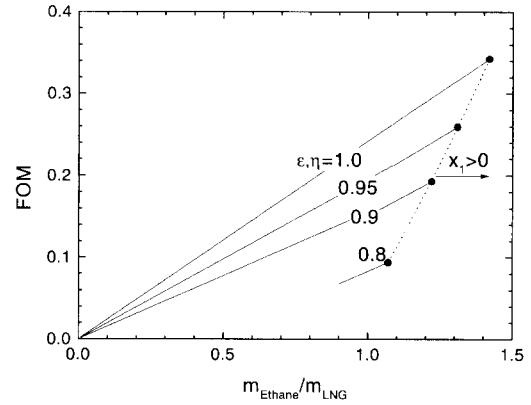


그림 8. 최고압력이 30 bar일 때 여러 ε, η에서 m_{ethane}/m_{LNG}에 따른 밀폐 Rankine 사이클의 FOM.
Fig. 8. FOM as a function of m_{ethane}/m_{LNG} for various ε, η in closed Rankine cycle (P_H = 30 bar).

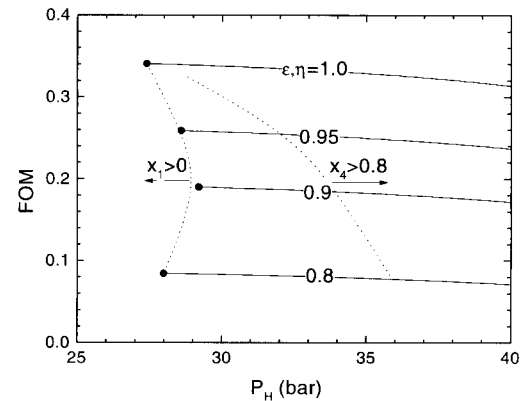


그림 9. m_{ethane}/m_{LNG}가 최적일 때 여러 ε, η에서 최고압력에 따른 밀폐 Rankine 사이클의 FOM.
Fig. 9. FOM as a function of P_H for various ε, η in closed Rankine cycle (m_{ethane}/m_{LNG} = optima).

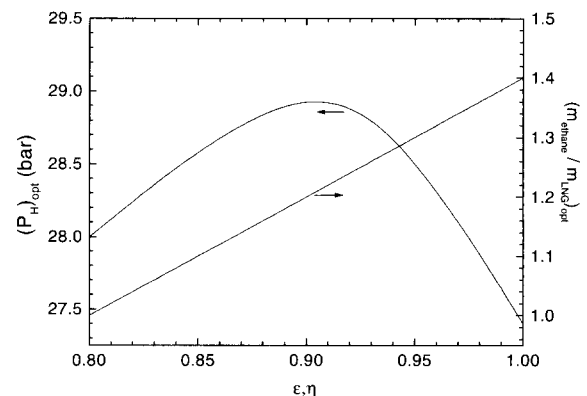
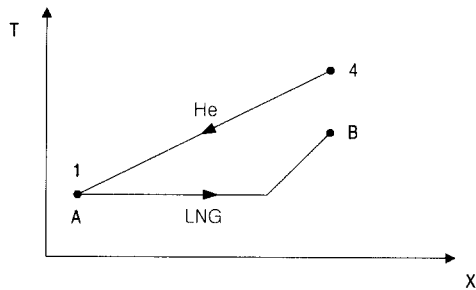


그림 10. ε, η에 따른 밀폐 Rankine 사이클에서의 최적의 최고압력과 m_{ethane}/m_{LNG}.
Fig. 10. Optimal P_H and m_{ethane}/m_{LNG} as functions of ε, η in closed Rankine cycle.

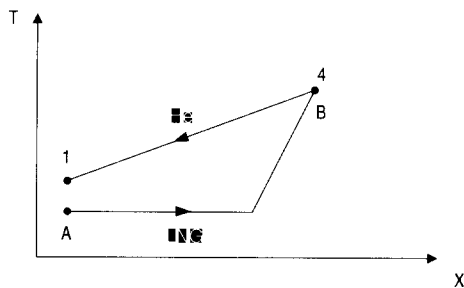
압축기에서 단열압축하는 과정(1-2), 상온 열원으로 부터의 가열과정(2-3), 그리고 터빈에서 단열팽창과정(3-4), LNG와의 열교환을 통해 냉각하는 과정(4-1)으로 구성된다. 이때, LNG는 사이클의 작동유체와의 열교환으로 증발 및 기화(A-B)된다. 이 사이클해석에 필요한 변수도 밀폐 Rankine사이클과 마찬가지로 최고압력(P_H), 작동유체/LNG 질량유량비가 있다. 압축기의 단열효율식, 고온 열교환기의 유용도식과 터빈의 단열효율식은 식(3), (4), (5)와 동일하며 여기에 추가로 저온응축 열교환기에서의 에너지 균형식 및 유용도식을 사용하여야 한다. 이 열교환기에서도 유용도에 사용되는 최대열전달, 즉 유용도 100%인 경우의 열전달의 크기는 두 유체의 유량비에 따라 두 가지의 경우가 발생하게 된다. 밀폐 Rankine사이클과 마찬가지로 우선 최대열교환이 가능한 두 개의 열전달량($Q_{max,1}$ 및 $Q_{max,2}$)을 계산하여야 한다.

$Q_{max,1} < Q_{max,2}$ 일 경우에는 100% 유용도 저온냉각 열교환기의 경우 Fig. 11(a)와 같이 T_1 이 T_A 와 동일하여야 하고 따라서 식(8)로 1과 B의 상태를 결정한다. 반면에 $Q_{max,1} > Q_{max,2}$ 일 경우에는 Fig. 11(b)와 같이 T_B 가 T_1 와 동일하여야 하며 식(9)로 1과 B의 상태를 결정한다. 사이클의 각 상태가 결정되면, 단위질량의 LNG당 순출력일과 FOM은 식(11)과 식(2)로 각각 나타낼 수 있다.

사이클의 작동유체로는 LNG의 포화온도보다 임계온도가 낮은 네온, 수소, 헬륨등이 있지만 열전도도와 비열비가 좋은 헬륨으로 선정하여 해석하였다. 사이클



(a) m_{He}/m_{LNG} 가 상대적으로 작은 경우
(a) relatively small m_{He}/m_{LNG}



(b) m_{He}/m_{LNG} 가 상대적으로 큰 경우
(b) relatively large m_{He}/m_{LNG}

그림 11. 밀폐 Brayton 사이클에서 100% 유용도의 열교환기에서 온도분포.

Fig. 11. Temperature distributions in heat exchanger with 100% effectiveness in closed Brayton cycle.

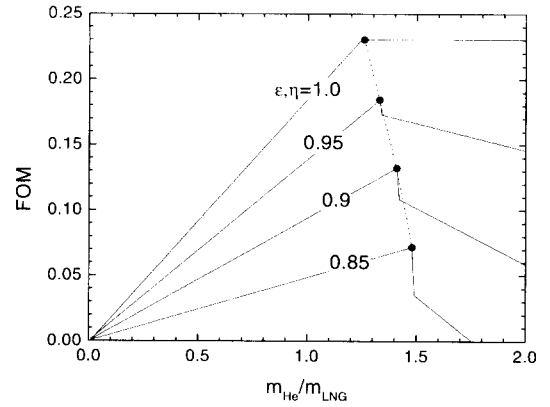


그림 12. 최고압력이 2 bar일 때 여러 ϵ, η 에서 m_{ethane}/m_{LNG} 에 따른 밀폐 Brayton 사이클의 FOM.
Fig. 12. FOM as a function of m_{He}/m_{LNG} for various ϵ, η in closed Brayton cycle ($P_H = 2$ bar).

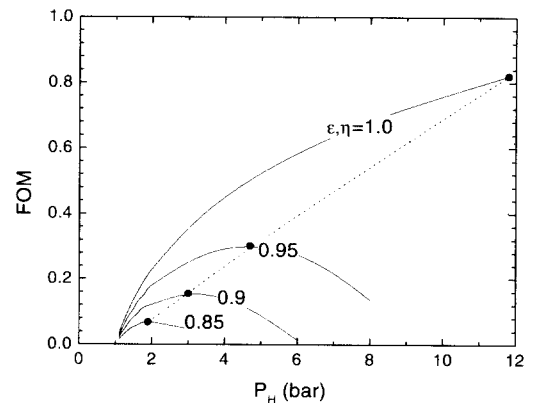


그림 13. m_{He}/m_{LNG} 가 최적일 때 여러 ϵ, η 에서 최고압력에 따른 밀폐 Brayton 사이클의 FOM.
Fig. 13. FOM as a function of P_H for various ϵ, η in closed Brayton cycle ($m_{He}/m_{LNG} = \text{optima}$).

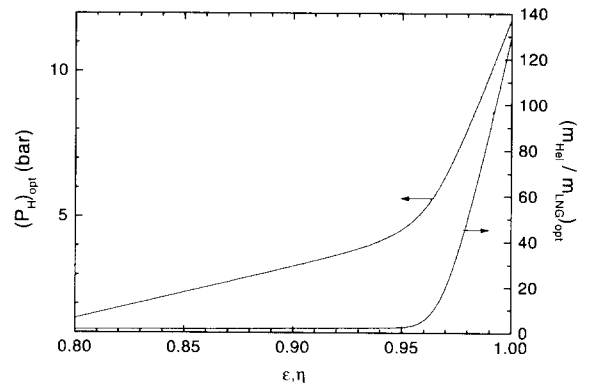


그림 14. ϵ, η 에 따른 밀폐 Rankine 사이클의 최적의 최고압력과 m_{ethane}/m_{LNG} .
Fig. 14. Optimal P_H and m_{He}/m_{LNG} as functions of ϵ, η in closed Brayton cycle.

표 1. 각 사이클에 대한 최고압력별 FOM과 최적의 설계변수.

Table 1. FOM for P_H and optimal design variables in three simple power generation cycles.

open Rankine					closed Rankine					closed Brayton				
ϵ η	0.8	0.9	0.95	1.0	ϵ η	0.8	0.9	0.95	1.0	ϵ η	0.8	0.9	0.95	1.0
P_H					P_H					P_H				
30	0.171	0.237	0.274	0.314	30	0.083	0.189	0.257	0.338	2	0.003	0.076	0.142	0.230
40	0.175	0.242	0.280	0.321	35	0.078	0.183	0.250	0.329	4	-	0.129	0.273	0.452
50	0.176	0.243	0.282	0.323	40	0.071	0.172	0.237	0.314	6	-	-	0.203	0.585
60	0.175	0.243	0.281	0.323	-	-	-	-	-	8	-	-	0.0896	0.682
$P_{H,opt}$ (bar)	48.5	51.8	52.6	52.8	$P_{H,opt}$ (bar)	28	29.2	28.6	27.4	$P_{H,opt}$ (bar)	1.5	3.3	4.2	11.7
-	-	-	-	-	$\frac{m_{ethane}}{m_{LNG}}$	1.0	1.2	1.3	1.4	$\frac{m_{He}}{m_{LNG}}$	1.4	1.8	2.3	130
FOM _{max}	0.176	0.243	0.282	0.323	FOM _{max}	0.084	0.190	0.259	0.341	FOM _{max}	0.018	0.161	0.305	0.814

의 저압(P_L)은 대기압에 해당하는 1 bar로 고정하였고 다른 조건은 Rankine사이클과 동일한 방법으로 계산하였다.

Fig. 12에는 사이클 최고압력이 2 bar인 경우에 대해, 질량유량비에 따른 FOM을 나타내었다. 질량유량이 증가하면 FOM이 증가하다가 어느 한계를 넘으면 불연속 구간이 발생하고 그 이상에서는 오히려 감소하는 경향을 보이고 있다. 이러한 불연속은 열교환기에서 소위 온도핀치점(temperature pinch point) 문제가 발생하기 때문이다.

Fig. 13에는 질량유량비가 최적일 때, 여러 ϵ, η 에 대해 최고압력에 따른 FOM을 나타내었다. 주어진 ϵ, η 에 대해 최고압력이 증가하면 FOM은 증가하다가 다시 감소하는데 최고압력이 지나치게 크면 압축기의 일이 증가하기 때문이며 따라서 최적의 최고압력은 존재함을 알 수 있다. 또 ϵ 과 η 가 증가할수록 최대의 FOM은 증가하며, 이 때의 최적의 최고압력은 작아진다는 사실을 알 수 있다. 그리고 유용도와 단열효율이 1일 때 최적의 질량유량비로 얻을 수 있는 FOM은 약 82%이며 LNG 1 kg당 약 863 kJ의 동력을 생성할 수 있다는 의미가 된다. 그러나 이러한 출력을 위해서는, 기체상태의 헬륨유량이 LNG의 유량보다 130배 정도로 매우 커야하므로 초대형의 열교환기가 필요하다고 할 수 있다. 또 기체 열교환기에서의 열전달계수는 상변화를 하는 열교환기에 비하여 매우 낮은 편이며 따라서 유용도를 증가시키는데 커다란 한계가 있게 된다. 따라서 이 사이클에서 유용도 100%의 열교환기는 현실적으로 불가능하다고 판단된다. 부품의 성능이 감소하면 FOM은 현저하게 감소하는 것을 알 수 있으며, 현실적인 효율 또는 유용도인 90%이하에서는 개방 Rankine 및 밀폐 Rankine 사이클보다도 더욱 낮은 FOM이 나타남을 알 수 있다.

Fig. 14에는 ϵ, η 에 따른 최적의 질량유량비와 최고압력을 나타내었다. 최적의 질량유량비는 완만히 증가하다가 ϵ, η 가 0.95를 넘어서서 1로 갈수록 무한히 증가하게 되며 최고압력 역시 2의 상태가 외부의 온도를 넘어서지 않는 범위까지 계속 증가한다.

2.4. 세 사이클의 비교

Table 1에 각 사이클에 대하여 압력과 ϵ, η 에 대하여 FOM을 표로서 작성하였다. 모든 사이클에서 최

적의 최고압력이 존재하고, 부품의 성능이 우수할수록 FOM이 증가하나 현실적인 면을 고려하여 비교할 필요가 있다. 밀폐 Brayton사이클의 경우 ϵ, η 가 1.0일 때는 FOM이 최고 0.814까지 증가하지만 기체사이클인 점을 고려하면 ϵ, η 가 1.0보다 훨씬 작은 값을 갖게 되고, ϵ, η 가 0.8인 경우에는 오히려 가용에너지의 2%도 활용이 안되는 결과가 나오므로 밀폐 Brayton 사이클이 이상적인 사이클이라고 단정하기는 어렵다. 밀폐 Brayton 사이클은 상변화 없는 기체의 압축과 팽창으로 이루어진 사이클이므로 Rankine 사이클보다 작동유체의 압축일이 더 많이 들기 때문에 ϵ, η 의 낮아질수록 FOM이 Rankine 사이클보다 낮은 결과가 나왔다. 밀폐 Rankine 사이클의 경우 ϵ, η 가 1.0일 때는 개방 Rankine 사이클보다 FOM이 더 높지만 ϵ, η 가 낮아질수록 개방 Rankine 사이클보다 더 낮다는 것을 확인할 수가 있었다. 밀폐 Rankine 사이클은 LNG와의 열교환을 통해 이루어진 사이클이라면 개방 Rankine 사이클은 직접 LNG를 작동유체로 사용하기 때문에 열교환기의 유용도가 낮아질수록 개방 Rankine 사이클이 더 좋은 성능을 나타내었다.

3. 결 론

기본적인 세 가지 사이클에 대해 각 부품의 단열효율과 열교환기들의 유용도가 주어졌을 때, 열역학 해석을 수행하였고 중요 설계변수인 최고압력과 밀폐 사이클에서의 질량유량비가 각 사이클의 성능에 어떠한 영향을 미치는가를 확인하였다. 열역학적 관점에서 볼 때에는 밀폐 Brayton사이클이 가장 우수한 성능을 나타낼 수 있으나, 유량이 매우 큰 기체사이클이기 때문에 대형 열교환기 및 대형 터빈이 필요하고 따라서 우수한 단열효과나 유용도를 기대할 수가 없어서 실현이 불가능하다고 말할 수 있다. 밀폐 Rankine사이클에서는 최고압력이 높지 않고 대체로 우수한 열효율을 기대할 수 있겠다. 반면에 작동유체의 압력에 따라 포화온도가 결정되기 때문에 작동유체의 선택의 폭이 좁으며 보다 낮은 포화온도조건을 만족하기 위하여 포화압력을 1기압 이하로 진공장치가 필요하다는 단점이 있다고 할 수 있다. LNG를 직접 가압, 가열, 팽창하는 개방 Rankine사이클은 장치가 아주 간단하고, 사이클 효율이 각 부품의 성능에 상대적으로 덜 민감한

반면 최적의 최고압력이 다소 높다는 단점이 있다. 종합적으로 보았을 때 개방 Rankine 사이클이 열역학적인 효율과 실현 가능성 면에서 가장 우수한 사이클이라고 결론 내릴 수 있을 것이다. LNG의 냉열을 활용하기 위해서는 재생과 재열 등 응용 개방 Rankine 사이클에 대한 연구와 LNG-공기 또는 LNG-해수 열교환기에 대한 연구개발을 수행한 후, 실용화를 위한 경제성 검토가 수행되어야 할 것이다.

참 고 문 헌

[1] Lee, J.H., "Natural gas industries of Korea," Proc. Thermal and Fluid Engineering Conf., Korean Society of Mechanical Engineers, pp.1-13, 1994.

[2] Chun, B.I. et. al, "A study on the computation of hull temperature distribution and boil-off ratio of MRV type LNG carrier," Transactions of Korean Society of Mechanical Engineers, Vol. 18, pp.986-996, 1994.

[3] Fulford, N.J. and Slatter, M.D., "Developments in the safe design of LNG tanks," Cryogenics, Vol. 28, pp.810-817, 1988.

[4] Miyata, Y. et. al, "Thermal Performance of a Double-Tube Type LNG Vaporizer," Advances in Cryogenic Engineering, Vol.37, Part B, pp.1599-1606, 1992.

[5] 박정수, 장호명, "LNG 개방레크 기화기의 해석 및 설계," 공기조화냉동공학 논문집, 제9권, 제2호, pp.189-197, 1997.

[6] 맹선재 외, "고내식성 LNG 기화기 튜브 제조기술개발," 한국가스공사 연구개발원 보고서 KP-PI-154-96039712, 1997.

[7] Lee, G.S. et. al, "Thermodynamic analysis of extraction processes for the utilization of LNG cold energy," Cryogenics, Vol.36, pp. 35-40, 1996.

[8] Miyata, Y. et. al, "LNG Vaporizer Utilizing Vacuum Steam Condensing," Advances in Cryogenic Engineering, Vol.37, Part B, pp. 1509-1515, 1992.

[9] 한국전력, "LNG 냉열 발전 연구 보고서," 전력연구원, 1985.

[10] Knowlen, C. et. al, "Cryogenic Automotive Propulsion," 29th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, Paper AIAA-94- 4224, 1994.

[11] Williams, J., "Design of a Liquid Nitrogen Vaporization System for Automotive Propulsion," MSA Thesis, Dept. of Aeronautics and Astronautics, University of Washington, 1997.

[12] Plummer, M.C. et. al, "Cryogenic Heat Engine Experiment," Cryogenic Engineering Conference and International Cryogenic Materials Conference, Portland, OR, 1997.

[13] Friend, D.G., "NIST Thermophysical Properties of Pure Fluids," Version 3.0,

NIST Standard Reference Database 12, U.S. Department of Commerce, NIST U.S.A., 1992.

저 자 소 개



최권일(崔權一)

1971년 5월 27일 생, 1998년 홍익대 공대 기계공학과 졸업, 현재 동 대학원 기계공학과 석사과정



장호명(張鎬明)

1960년 9월 21일 생, 1983년 서울대 공대 기계공학과 졸업, 1984년 University of Michigan 대학원 기계공학과 졸업(공학석사), 1988년 M.I.T. 대학원 기계공학과 졸업(공학박사), 현재 홍익대 기계공학과 부교수