

열교환기 온도차에 따른 새로운 LNG 액화사이클의 성능 특성

Performance Characteristics of New LNG Liquefaction Cycles with Temperature Differences in the Heat Exchangers

윤정인* · 손창효*†

Jung-In Yoon* and Chang-Hyo Son*†

(접수일 : 2013년 09월 23일, 수정일 : 2013년 10월 21일, 채택확정 : 2013년 10월 21일)

Abstract: In this paper, the performance of the CO₂-C₂H₆-N₂ cascade liquefaction cycle with respect to temperature differences in the LNG heat exchangers is analyzed theoretically using HYSYS¹⁾ software and then compared the COP(coefficient of performance) of the cascade liquefaction cycles using C₃H₈-C₂H₄-C₁H₄ and CO₂-N₂O-N₂. In comparison of COP of three cycles, the cascade liquefaction cycles using C₃H₈-C₂H₄-C₁H₄ showed the highest COP. And the liquefaction cycle using CO₂-C₂H₆-N₂ and CO₂-N₂O-N₂ presented the second and third highest COP, respectively. In case of COP, the C₃H₈-C₂H₄-C₁H₄ cascade liquefaction cycle yields better COP. But, in terms of the environment and maintain, it is confirmed that the cascade liquefaction cycle using CO₂-C₂H₆-N₂ provides favorable characteristics.

Key Words : LNG cascade liquefaction cycle, Temperature difference in LNG heat exchanger, Compressor work, COP(coefficient of performance), expander work

1. 서 론

천연가스(Natural gas, 혹은 피드가스라 함)의 액화 공정에 사용되는 액화장치는 냉매 종류에 따라 혼합냉매용과 단일냉매용으로 구분된다.²⁾ 혼합냉매 액화장치는 하나의 초저온 냉동사이클에 비등점이 서로 다른 다성분 혼합냉매를 사용하고, 이를 순차적으로 팽창 및 기액분리를 반복해서 -160°C 이하의 저온을 얻는 것이다. 이 장치는 미량의 냉매 누설시에 냉매의 조성비가 달라지므로 액화

사이클의 효율이 저하된다. 그리고 액화장치 운전 시 정확한 온도와 압력조건을 설정해 주지 않으면 작동이 제대로 되지 않을 뿐만 아니라 유지 및 관리가 어려운 단점이 있다. 반면에 단일냉매 캐스케이드 액화장치는 3개의 독립된 초저온 냉동사이클에 단일냉매를 사용하여 각각의 증발기(LNG 열교환기)에서 천연가스의 온도를 단계적으로 -160°C 이하까지 냉각 및 액화시키는 장치이다. 이 액화장치는 혼합냉매 액화사이클 보다 효율은 떨어지지만, 유지 및 관리가 용이한 편이어서 최근 들

*† 손창효(교신저자) : 부경대학교 냉동공조공학과

E-mail : sonch@pknu.ac.kr, Tel : 051-629-6183

*윤정인 : 부경대학교 냉동공조공학과

*† Chang-Hyo Son(corresponding author) : Dept. of Refrigeration and Air-Conditioning Engineering, Pukyong National University

E-mail: sonch@pknu.ac.kr, Tel : 051-629-6183

*Jung-In. Yoon: Dept. of Refrigeration and Air-Conditioning Engineering, Pukyong National University

어 천연가스 액화장치로서 적용이 증가되는 추세이다.

지금까지 발표된 LNG 액화사이클과 관련된 종래의 연구를 살펴보면, 우선 Qualls 등³⁾은 Phillips optimized 캐스케이드 액화공정의 성능향상을 위한 개선방법에 대하여 발표하였다. Morosuk 등⁴⁾은 캐스케이드 액화공정의 유효일을 분석하였으며, Pop 등⁵⁾은 2단 캐스케이드 액화공정에 대한 비가역성을 분석하였다. 국내에서는 Yoon 등^{6,7)}이 HYSYS를 이용하여 캐스케이드 공정에 대한 시뮬레이션을 수행하여 Phillips 캐스케이드 액화사이클의 효율 등을 비교 및 분석하였다. 이상과 같이 지금까지 발표된 대부분의 관련 종래 연구들은 LNG 액화사이클의 효율 향상과 성능 비교에 관한 것이다. 하지만 천연가스 액화사이클의 핵심 요소부품인 LNG 열교환기 내 작동유체의 온도차 변화에 따른 액화사이클의 성능 특성을 분석한 연구는 전무하다.²⁾

그러므로 본 연구에서는 친환경적인 천연냉매인 CO₂, N₂O, N₂ 가스를 각각 액화사이클에 적용하고, 새로운 액화사이클의 고효율화를 위해 다단으로 구성할 뿐만 아니라 최적의 중간압력을 결정한 새로운 단일냉매용 캐스케이드 액화사이클을

제안하였다. 따라서 본 논문에서는 CO₂- C₂H₆-N₂ 용 액화사이클의 LNG 열교환기 내 온도차가 성능계수, 압축일량, 열교환기 열량에 어떻게 영향을 미치는지를 파악한 후, 그 결과를 기존 캐스케이드 액화사이클과 비교하였다. 이를 통해 액화사이클의 LNG 열교환기 개발에 대한 주요 지침을 제공하고자 한다.

2. 액화사이클과 시뮬레이션 방법

2.1 캐스케이드 액화사이클²⁾

Fig. 1은 본 논문에서 비교하고자 하는 단일냉매용 액화공정인 Phillips optimized 캐스케이드 액화사이클(C₃H₈-C₂H₄-C₁H₄ 냉매 사용)의 개략도를 나타낸 것이다. Fig. 1에서와 같이 C₃H₈ 사이클, C₂H₄ 사이클, C₁H₄ 사이클의 3가지 독립 사이클로 구성된다. 그리고 LNG 열교환기 ①에서 ③까지는 C₃H₈이, ④에서 ⑥까지는 C₂H₄가, ⑦에서 ⑩까지는 C₁H₄가 각각 냉매로써 증발하여 천연가스를 액화시킨다.

동시에 3개의 독립된 사이클에서 C₃H₈ 사이클의 증발기는 C₂H₄ 사이클의 응축기 역할을 하며, C₂H₄ 사이클의 증발기는 C₁H₄ 사이클의 응축기 역

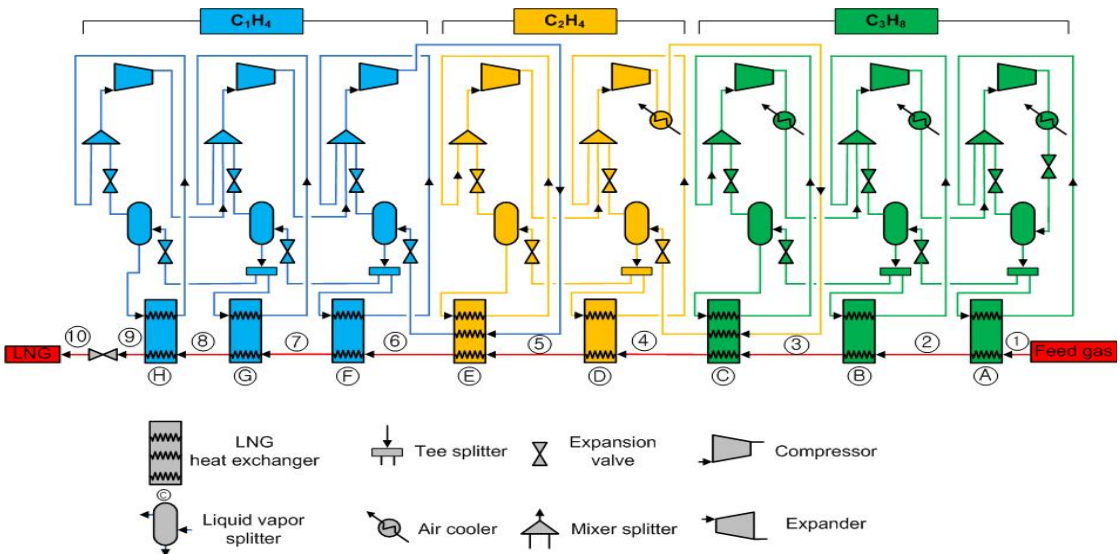


Fig. 1 Detailed configuration of cryogenic cascade cycle using C₃H₈-C₂H₄-C₁H₄

할도 한다. 천연가스인 피드가스는 8개의 LNG 열교환기를 거치면서 단계적으로 온도가 낮아지게 된다. 즉 천연가스는 C₃H₈ 사이클에서 약 -40℃까지, C₂H₄ 사이클에서 약 -80℃정도까지, C₁H₄ 사이클을 지나고 팽창밸브(⑨-⑩사이)를 거쳐 -162℃정도의 액화된 천연가스(LNG)로 된다. 이때 LNG의 액화율은 팽창밸브(⑨-⑩사이) 통과시 가스가 일부 발생하기 때문에 약 90%내외가 된다. C₃H₈-C₂H₄-C₁H₄ (Propane-Ethylene- Methane) 냉매용 캐스케이드 액화사이클을 기본으로 하여 새로운 액화사이클을 설계하였다.

본 논문에서 제안하는 새로운 단일냉매용 캐스케이드 액화사이클은 CO₂, C₂H₆, N₂를 냉매로 사용하는 CO₂-C₂H₆-N₂ (Carbon dioxide-Ethane-Nitrogen) 냉매용 캐스케이드 액화사이클이다.²⁾ 이 액화사이클은 CO₂ 사이클, C₂H₆ 사이클, N₂ 사이클로 구성되며, LNG 열교환기는 총 3개이다. CO₂ 사이클의 증발기에서는 C₂H₆ 냉매를 응축시키고, C₂H₆ 사이클의 증발기는 N₂ 냉매를 응축시킨다. 그리고 N₂ 사이클의 팽창기에서 만들어지는 일량은 CO₂와 C₂H₆ 사이클의 압축기 입력일량으로 사용된다. 이 액화사이클에 대한 보다 상세한 설명은 참고문헌 (2)를 참조하길 바랍니다.

본 논문에서 제안하는 또 하나의 새로운 단일냉매용 캐스케이드 액화사이클은 CO₂, N₂O, N₂ 냉매를 사용하는 CO₂-N₂O-N₂ (Carbon dioxide -Nitrous oxide-Nitrogen)용 캐스케이드 액화사이클이다. 이 액화사이클은 CO₂-C₂H₆-N₂ 냉매용 액화사이클과 유사하다. 단지 두 사이클의 차이점은 CO₂-C₂H₆-N₂ 냉매용 캐스케이드 액화사이클에서 C₂H₆ 대신에 N₂O가 사용된다. 마찬가지로 이 액화사이클에 대한 상세한 설명은 이미 출판된 참고문헌 (2)를 통해서 확인할 수 있다.

2.2 시뮬레이션 가정 조건과 상태방정식²⁾

HYSYS¹⁾를 이용하여 초저온 액화사이클을 시뮬레이션할 경우, 천연가스의 조성비에 따라 그 결과값도 달라진다. 따라서 가장 많이 적용되는 나이지리아 가스전의 천연가스 조성비를 HYSYS에 적용하여 시뮬레이션 하였다.

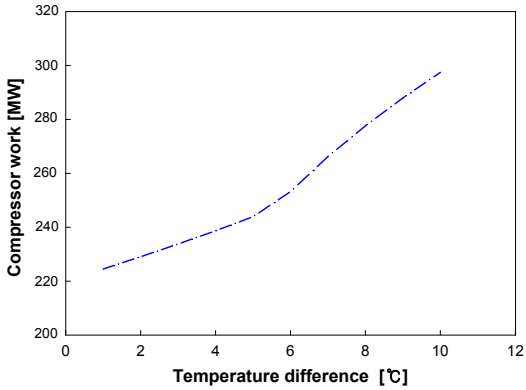
그리고 천연가스(메탄, 에탄, 프로판, 부탄 등과 같은 혼합물)의 상태방정식은 단일성분 간의 상호관계가 잘 포함되어 있는 Peng-Robinson 식을 적용하였다. 그리고 천연가스의 엔탈피와 엔트로피는 Lee-Kesler- Plocker 식을 적용하여 계산하였다.⁸⁾

3. 결과 및 고찰

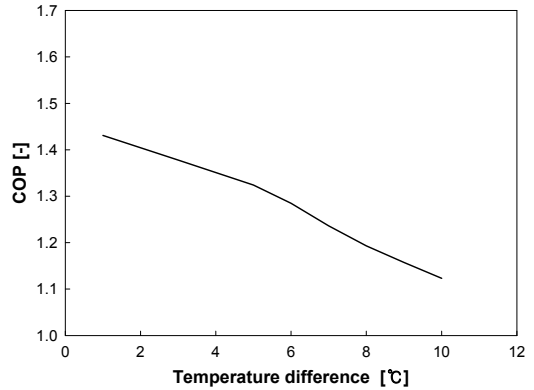
본 절에서는 CO₂-C₂H₆-N₂용 액화사이클의 LNG 열교환기 내 온도차 변화에 따른 성능계수(COP), 압축일량, 팽창일, 증발열량을 파악한 후, 그 성능을 C₃H₈-C₂H₄-C₁H₄용 액화사이클과 CO₂-N₂O-N₂용 액화사이클²⁾의 성능과 서로 비교하였다.

Fig. 2는 CO₂-C₂H₆-N₂용 액화사이클의 COP와 압축기 일량을 LNG 열교환기의 온도차 변화에 따라서 나타낸 것이다. 우선, Fig. 2 (a)로부터 알 수 있듯이, CO₂-C₂H₆-N₂용 액화사이클의 압축기 일량은 약 32.7% 정도 증가하였다. 그 이유를 살펴보면, CO₂-N₂O-N₂용 액화사이클과 유사한 것으로, LNG 열교환기 내 온도차가 증가할수록 CO₂와 N₂O 사이클 내 냉매순환량이 감소하여 CO₂ 사이클 내 고단과 저단 압축기일량, N₂O 사이클내 고단과 중단 압축기 일량은 감소한다. 하지만 N₂O 사이클 내 고단 압축기의 경우는, CO₂용 LNG 열교환기 내 N₂O 사이클의 응축 온도가 증가하게 되어 응축압력이 높아진다. 그러므로 냉매량이 감소하더라도 N₂O 사이클 내 고단 압축기 일량은 증가한다. 그리고 LNG 열교환기 내 온도차가 증가할수록 N₂ 사이클 내 저단과 중간 압축기는 N₂ 사이클 내 냉매순환량이 증가하여 압축일량이 증가한다. LNG 열교환기 내 온도차가 증가할수록 N₂ 사이클 내 고단 압축기는 N₂용 LNG 열교환기에 유입되는 N₂의 냉매 온도가 더 낮아져야 하는데, 단열팽창할 때 동일한 압력에서 더 낮은 온도를 얻기 위해서는 팽창기 입구 압력이 더 높아야 하므로 N₂ 사이클 내 고단 압축기 일량은 급격하게 증가한다. 따라서 N₂ 사이클 내 압축기 일량의 급격한 증가로 인해 CO₂-C₂H₆-N₂용 초저온 액화사이클의 압축기 일량은 증가하게 된다.

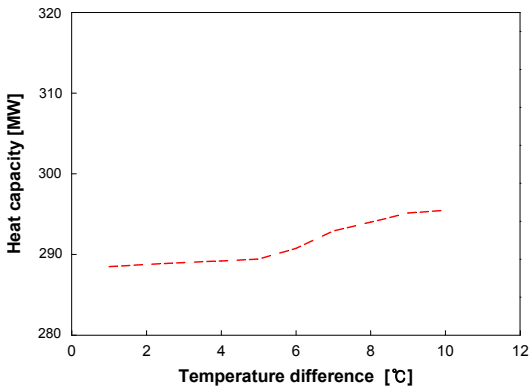
열교환기 온도차에 따른 새로운 LNG 액화사이클의 성능 특성



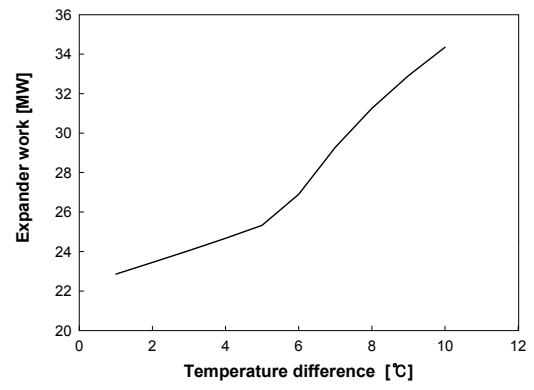
(a) compressor work



(a) COP



(b) Heat capacity



(b) Expander work

Fig. 2 Heat capacity and compressor work with respect to temperature differences in LNG heat exchangers of CO₂-C₂H₆-N₂ cycle

Fig. 3 COP and Expander work with respect to temperature differences in LNG heat exchangers of CO₂-C₂H₆-N₂ cycle

Fig. 2 (b)로부터 LNG 열교환기 열량은 2.4% 정도 증가하였다. 이는 LNG 열교환기 내 냉매와 피드가스의 온도차가 증가할수록 CO₂, C₂H₆, N₂ 냉동사이클의 냉매순환량이 증가하고²⁾, 이로 인해 CO₂, C₂H₆, N₂ 냉동사이클의 LNG 열교환기 방열량이 증가하여 LNG 열교환기의 열량이 증가하게 된다.

Fig. 3은 LNG 열교환기의 온도차 변화에 따른 CO₂-C₂H₆-N₂용 액화사이클의 COP와 팽창기 일량을 나타낸 것이다. 우선, Fig. 3 (a)로부터 COP는 약 21.5% 감소하였다. COP의 감소는 Fig. 2 (a)의 압축기 증가율에 비해 Fig. 2 (b)의 LNG 열교환기

내 열량 증가율이 작기 때문이다.

그리고 Fig. 3 (b)로부터 팽창기 일량은 50.2% 정도 증가하였다. 그 이유는 LNG 열교환기 내 냉매와 피드가스의 온도차가 증가할수록 N₂ 사이클 내 냉매량이 증가하기 때문이다.

Fig. 4는 앞에서 제시한 초저온 LNG 액화사이클의 COP를 열교환기의 온도차 변화에 따라 서로 비교한 것이다. Fig. 4로부터, 우선 LNG 열교환기 내 온도차 감소에 따른 3개 액화사이클의 COP 감소율은 거의 비슷한 것으로 나타났다. 그리고 C₃H₈-C₂H₄-C₁H₄ 액화사이클의 COP를 기준으로 해서 CO₂-C₂H₆-N₂ 액화사이클의 COP는 약 14~21%

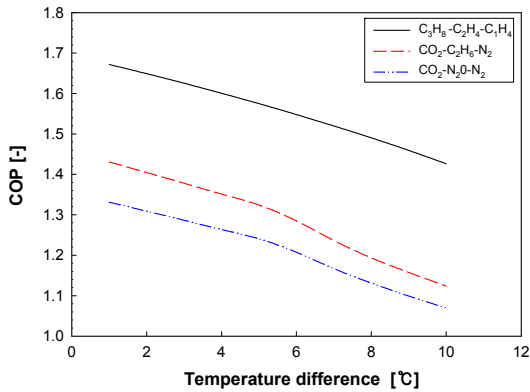


Fig. 4 Comparison of COP for three cascade liquefaction cycles with respect to temperature differences in this LNG heat exchangers

감소하다. 그리고 CO₂-N₂O-N₂ 액화사이클의 COP²⁾는 약 20~25% 정도 감소하는 것을 알 수 있다. 이는 CO₂-C₂H₆-N₂ 액화사이클과 CO₂-N₂O-N₂ 액화사이클은 팽창기를 가지고 있어서, 팽창기에서 생산되는 일량을 압축기 소요일량으로 사용할 수 있는 장점은 있지만, CO₂-C₂H₆-N₂와 CO₂-N₂O-N₂ 액화사이클 중의 N₂ 냉동사이클의 압축기 소요일량이 많이 증가하기 때문이다. 따라서, 이들 액화사이클의 N₂ 냉동사이클을 다른 냉매로 대체할 경우, COP가 향상될 것으로 판단된다. 위의 결과로부터, 액화사이클의 COP측면에서는 C₃H₈-C₂H₄-C₁H₄ 액화사이클이 우수하다. 그러나 환경친화적인 측면과 유지 및 관리 측면을 고려해보면, CO₂-C₂H₆-N₂ 액화사이클이 유리하리라 판단된다.

Fig. 2 (a)와 (b), Fig. 3 (b)로부터, 압축일량, 증발열량, 팽창기 일량은 LNG 열교환기 내 온도차가 1~5°C인 영역에서는 조금 증가하는 것을 알 수 있다. 이는 LNG 열교환기의 온도차가 1~5°C인 경우에는 N₂ 사이클의 냉매 순환량이 소폭 증가하기 때문이다. 반면에 LNG 열교환기의 온도차가 6~10°C인 경우에는 압축일량, 증발열량, 팽창기 일량이 급격하게 증가하는데, 그 이유는 온도차가 증가할수록 N₂ 사이클의 냉매 순환량이 급격하게 증가하기 때문이다.²⁾

5. 결 론

지금까지, LNG 열교환기의 온도차에 따라서 CO₂-C₂H₆-N₂ 액화사이클의 압축일량, 성능계수, 열교환기 열량, 팽창기 일량을 분석 및 파악한 후, 이 액화사이클의 COP를 C₃H₈-C₂H₄-C₁H₄ 액화사이클과 CO₂-N₂O-N₂ 액화사이클과 서로 비교하였다. 그 결과, 본 논문에서 제안하는 3가지 사이클 중에서 C₃H₈-C₂H₄-C₁H₄ 액화사이클이 COP 측면에서 가장 우수하다. 그러나 환경친화적인 측면에서는, CO₂-C₂H₆-N₂ 액화사이클이 유리하다. 하지만, CO₂-C₂H₆-N₂와 CO₂-N₂O-N₂ 액화사이클을 구성하는 N₂ 냉동사이클의 압축기 일량이 상당히 증가한다. 따라서, 본 논문에서 제안하는 액화사이클의 N₂ 냉동사이클의 압축일량을 줄일 수 있다면, COP가 더욱더 향상될 것으로 판단된다.

후 기

이 논문은 “부경대학교 자율창의학술연구비 (2013년)”에 의하여 연구되었음.

References

1. HYSYS 2.2 Documentation. Customization Guide. AEA Technology-Hyprotech, Ltd: Calgary; Canada.
2. J. I. Yoon, 2013, “Effect on heat exchangers efficiency on performance of cryogenic refrigeration cycles”, Journal of the Korea Society for Power System Engineering, Vol. 17. No. 4, pp. 58-63.
3. W. Qualls and P. Hunter, 2003, “A Novel approach taking the Phillips Optimized Cascade LNG Process into the Future” AIChE Spring National Meeting 2003, pp. 1-29.
4. T. Morosuk, et. al., 2010, “Advanced Exergetic analysis of a Refrigeration system for liquefaction of Natural gas,” Proceedings of the 23rd International Conference on Efficiency, Cost,

Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems (ECOS), pp. 1-40.

5. H. Pop, et. al., 2009, "Optimization of conventional irreversible cascade refrigeration systems," U.P.B. Sci. Bull., Vol. 71, No. 4, pp. 1-12.
6. J. I. Yoon, et. al., 2009, "Simulation of LNG liquefaction cycle using two stage intercooler," The Korean Institute of Gas, 2009 Spring annual conference, pp. 225-228.
7. J. I. Yoon, et. al., 2009, "Analysis of Cryogenic Refrigeration Cycle using Two Stage Intercooler," 5th International Conference on Diffusion in Solids and Liquids, pp. 40-41.
8. S. T. Oh, et. al., 2009, "Simulation of LNG liquefaction cycle using two stage intercooler," The Korean Institute of Gas, 2009 Spring annual conference, pp. 225-228.