

히트펌프를 적용한 터보팽창기 천연가스 정압기지의 열역학적 분석

성태홍 · 김경훈* · 한상조** · †김경천

부산대학교 기계공학부, *금오공과대학교 기계공학부, **서울과학기술대학교 기계자동차공학과
(2014년 5월 12일 접수, 2014년 7월 31일 수정, 2014년 8월 1일 채택)

Thermodynamic Analysis on Hybrid Turbo Expander – Heat Pump System for Natural Gas Pressure Regulation

Taehong Sung · Kyoung Hoon Kim* · Sangjo Han** · †Kyung Chun Kim

School of Mechanical Engineering, Pusan National University, Pusan, Korea

**School of Mechanical Engineering, Kumoh National Institute of Technology, Gumi, Korea*

***Dept. of Mechanical & Automotive Engineering, Seoul National University of Science & Technology, Seoul, Korea*

(Received May 12, 2014; Revised July 31, 2014; Accepted August 1, 2014)

요약

상업용 천연가스 배급 시스템에서 천연가스의 공급압력은 압력조절밸브를 사용하여 제어하며 이때 막대한 압력에너지가 낭비된다. 이러한 폐압에너지는 터보 팽창기와 같은 터보기계를 사용하여 회수할 수 있으나 팽창과정에서 발생하는 Joule-Thompson 효과에 따라서 큰 온도강하가 발생한다. 터보 팽창기 전단 또는 후단에 보일러를 설치하여 영하의 온도를 방지할 수 있으며 또한 보일러를 대체하여 연료전지나 가스엔진의 폐열을 이용하여 천연가스를 예열할 수도 있으나 하이브리드 시스템의 구동을 위해 운영규모에 따라 일정량을 소모해야 한다. 이 연구에서는 천연가스가 가지고 있는 압력에너지를 활용하여 천연가스의 소모 없이 터보 팽창기와 연결된 히트펌프를 구동하여 천연가스를 예열하는 시스템을 제안하고 증발온도, 응축온도 및 작동유체의 변화에 따른 시스템의 열역학적 특성을 분석하였다. R717 냉매가 예상 작동범위 내에서 가장 높은 COP와 가장 낮은 압축일을 나타내 제안된 하이브리드 시스템에 적합함을 확인하였다. 보일러시스템과의 경제성 분석을 통해 천연가스를 LNG 형태로 수입하고 있는 국내의 경우 히트펌프 하이브리드 시스템이 경쟁력 있음을 확인하였다.

Abstract - In natural gas distribution system, gas pressure is regulated correspond to requirement using throttle valve which is releasing huge pressure energy as useless form. The waste pressure can be recovered by using turbo machinery devices such as a turbo expander. In this process, excessive temperature drop occurs due to Joule-Thompson effect during the expansion process. Installing natural gas boiler before or after the turbo expander prevents temperature drop. Fuel cell or gas engine hybrid system further improve the efficiency, but 1~2% of total transporting natural gas is used for operating the hybrid system. In this study, a heat pump system is proposed as a preheating device which can be operated without using transporting natural gas. Thermodynamic analysis on evaporating and condensing temperatures and refrigerants is conducted. Results show that R717 is proper refrigerant for the hybrid system with high COP and low turbine work within the defined operating conditions. In domestic usage in Korea, the heat pump system has more economic feasibility owing to natural gas being imported with a high price of LNG form.

Key words : pressure regulation, waste pressure, turbo expander, heat pump, refrigerants, hybrid system, net profit comparison

†Corresponding author: kckim@pusan.ac.kr

I. 서론

전 세계적으로 에너지 가격의 상승과 함께 기존에 버려지던 에너지에 대한 관심이 증가하고 있다. 이러한 에너지 중 상업용 천연가스 배급망에서 버려지고 있는 폐압에너지는 막대한 잠재력을 가지고 있다[1]. 미국의 경우 천연가스의 유량이 안정적이고 터보 기계를 사용하여 회수 가능한 발전 잠재력이 500 MW에서 600MW에 이른다[2]. 방글라데시의 경우 도시공급 천연가스 정압기지에서 연중 500kW에서 2MW의 에너지를 회수할 수 있다[3]. 이란의 경우에도 도시공급 천연가스 정압기지에서 최고 1.8MW, 연간 6,000MW-hr의 전력을 생산할 수 있는 것이 보고되었다[4].

천연가스는 기체상태의 천연가스를 가스배관을 이용하여 수 km에서 수백 km 거리에 있는 수요지에 공급한다. 이송과정에서는 거리에 비례해 압력손실이 발생하기 때문에 상업용 천연가스 배급망에서는 천연가스를 가압하여 공급한다. 이때 액체상태에서 가압하는 것이 기체상태에서 가압하는 것보다 효율이 높으므로 천연가스의 가압은 수입한 LNG를 기화시키기 전 단계에서 시행한다. 가압 정도는 배급망에 추가적인 가압기지를 설치할 필요가 없는 높은 압력으로 이루어진다. 한편 천연가스 수요지가 공급기지와 가깝거나 대규모 가스화력발전의 경우와 같이 수요지에서 요구되는 압력이 공급되는 가스 압력보다 낮은 경우에는 정압기지를 설치하여 공급압력을 제어한다. 일반적으로 공급압력제어 사용하는 팽창밸브는 천연가스가 보유하고 있는 막대한 폐압에너지를 활용하지 못하는 장치이며 이에 따라서 개별 정압기지에서 버려지는 압력에너지가 발생하게 된다. 팽창밸브에서 버려지는 폐압에너지를 회수할 수 있는 수단으로 터보팽창기가 고려되고 있다.

터보팽창기는 폐압에서 에너지를 회수할 수 있는 대신 팽창과정에서 발생하는 Joule-Thompson 효과에 따라서 유체 온도가 떨어져 배관 내부에 고체상의 메탄하이드레이트가 발생하거나 시스템 주변에서 리가 끼는 등의 영향을 미칠 수 있다. 터보팽창기 전 후단에 보일러를 설치해 충분한 예열을 가해 유체가 0°C 이하로 떨어지는 것을 방지할 수 있다. 이 때 연료전지나 가스엔진에서 발생하는 폐열을 활용해 천연가스 예열원으로 사용할 수 있다[5-7]. 한편 연료전지와 가스엔진에서 배출되는 가스는 요구되는 예열 수준에 비교하여 그 온도가 높고 상품인 천연가스를 소모하는 문제가 있다.

터보팽창기에서 발생하는 기계적 일은 발전에 사용하거나 압축기에 연결하여 냉동사이클에 사용할 수

있다[8,9]. 발전된 에너지를 이용하여 물을 전기분해하여 수소의 형태로 에너지를 보관할 수도 있다[10]. 한편 히트펌프는 터보팽창기에서 발생하는 기계적 일을 직접 압축일로 사용해 천연가스를 소모하지 않으면서 터보팽창기의 구동에 필요한 예열을 할 수 있다.

본 연구에서는 터빈에서 발생하는 기계적 일을 활용하여 히트펌프 사이클의 압축기를 구동하고 터빈에서 요구되는 예열을 수행하는 하이브리드 시스템을 제안하고 하이브리드 시스템에 적합한 냉매를 선정한다. 대기온도의 변화에 따라서 증발온도가 변화할 때 시스템의 동작특성을 분석하고 보일러를 적용한 시스템과의 비교를 통해 타당성을 분석한다.

II. 터보팽창기-히트펌프 하이브리드 시스템

2.1. 열역학적 해석

터보팽창기-히트펌프 하이브리드 시스템은 Fig. 1과 같이 터보팽창기에서 발생하는 축동력을 이용하여 히트펌프의 압축기를 구동하여 터보팽창기 전단의 유체를 예열하는 시스템이다.

천연가스는 Fig. 2의 상태 1에서 상태 2로 변화하면서 보일러에서 열을 공급받고 이때 공급열량은 두 상태 사이의 엔탈피 차이이다.

$$Q_{eva} = \dot{m}_{ng}(h_2 - h_1) \quad (1)$$

마찬가지로 팽창기에서 발생하는 일도 상태 2와 상태 3의 엔탈피 차이로 계산한다. 이 때 팽창기 출구 유체의 설계온도 5°C, 설계압력 850kPa과 팽창기 효율 85%를 적용하여 예열온도 T_2 를 구해낸다.

$$w_{exp} = h_2 - h_3 \quad (2)$$

증발기를 나온 상태 4의 히트펌프 작동유체는 터보팽창기와 연결된 압축기로 들어가 상태 5로 압축되며 이 때 필요한 일은 식 (3)과 같다.

$$w_{comp} = h_5 - h_4 \quad (3)$$

고온의 가압 작동유체는 응축기로 들어가 열을 잃고 상태 6이 되며 천연가스는 히트펌프의 응축기에서 열을 얻어 예열된 뒤 터보 팽창기로 들어간다. 응축기를 통과한 작동유체의 상태 6은 응축온도에 과냉온도를 적용하여 계산하며 열교환량은 식 (4)와 같다.

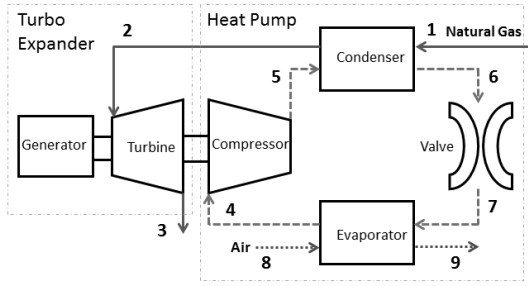


Fig. 1. Turbo expander - heat pump hybrid system schematics.

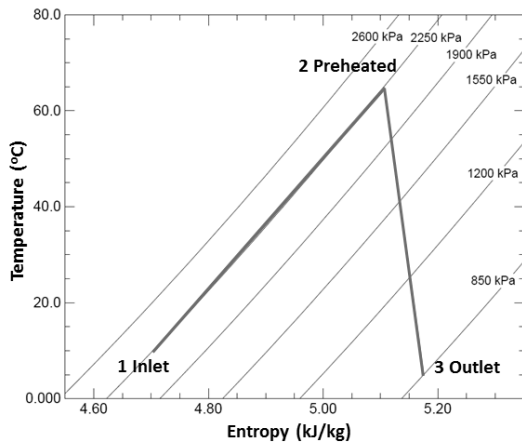


Fig. 2. T-s diagram for turbo expander cycle.

$$q_{cond} = h_6 - h_5 \quad (4)$$

응축기를 나온 냉매는 교축밸브를 통과하며 상태 7로 압력과 온도가 떨어진다. 교축밸브의 효율은 1로 가정하여 입출구 유체는 식 (5)를 만족한다.

$$h_6 = h_7 \quad (5)$$

교축밸브를 통과한 냉매는 증발기에서 대기의 열을 얻어 다시 증발하며 대기는 열을 잃어 냉각된다. 증발기를 통과한 유체의 상태는 증발온도에 과열온도를 적용하여 계산하며 열교환량은 식 (6)과 같다.

$$q_{eva} = h_4 - h_7 \quad (6)$$

히트펌프 시스템의 냉매 질량 유량은 천연가스의

Table 1. Natural gas composition[12]

Methane	0.888
Nitrogen	0.0014508
Carbon dioxide	0.065432
Ethane	0.032107
Propane	0.0061069
Isobutane	0.0013528
Butane	0.00054114
Isopentane	0.00058776
Pentane	0.00046182
Hexane	0.0039615

예열량과 응축기의 열교환량을 같다고 가정하여 계산한다. 마찬가지로 히트펌프 시스템의 냉각공기 질량 유량도 냉각공기와 증발기의 열교환량에 대한 균형식을 이용하여 계산한다. 압축기에서 사용하고 남은 일은 발전기에서 전기에너지의 형태로 변환된다 [11].

본 연구에서는 해석 대상이 되는 천연가스 정압기지의 작동조건을 도시공급 천연가스 정압기지로 국한한다. 천연가스의 조성은 Table 1의 경우로 한정한다[12]. 열원은 대기로 가정한다. 시스템에서 열손실은 무시하며 터빈과 압축기를 제외한 요소의 압력손실도 무시한다. 터빈과 압축기의 등엔트로피 효율은 일정하다고 가정한다.

응축기에서 발생하는 열교환량, 터보팽창기에서 발생하는 축동력과 발전량, 압축기에서 소요되는 동력, 시스템의 발전량 및 히트펌프 시스템의 성능을 각각 Q_{cond} , W_{exp} , P_{exp} , W_{comp} , W_{net} , COP라 하면 이들은 다음 식을 이용해 구할 수 있다.

$$Q_{cond} = \dot{m}_{ng}(h_2 - h_1) = \dot{m}_{ref}(h_5 - h_6) \quad (7)$$

$$W_{exp} = \dot{m}_{ng}(h_2 - h_3) \quad (8)$$

$$P_{exp} = W_{exp} \eta_{gear} \eta_{generator} \quad (9)$$

$$W_{comp} = \dot{m}_{ref}(h_5 - h_4) \quad (10)$$

$$COP = Q_{cond} / W_{comp} \quad (11)$$

Table 2. Turbo expander system specification

Natural Gas Mass Flow Rate	13.8	kg/s
Natural Gas Inlet Temperature	10	°C
Natural Gas Inlet Pressure	2250	kPa
Preheated Natural Gas Temperature	65	°C
Preheated Natural Gas Pressure	2240	kPa
Natural Gas Outlet Temperature	5	°C
Natural Gas Outlet Pressure	850	kPa
Turbo Expander Efficiency	85	%

2.2. 터보팽창기의 개요

터보팽창기는 유체의 에너지를 회전에너지로 변환시키는 장치로 터보팽창기를 통과하는 유체는 Joule-Thompson 효과에 따라서 큰 엔탈피 변화를 겪게 된다.

Fig. 2와 같이 팽창비 3 수준의 천연가스 정압기지에 대해서 분석을 수행하였으며 정압기지를 통과하는 천연가스의 입 출구 조건은 Table 2와 같다. 터보 팽창기 출구 배관에서 메탄하이드레이트의 생성과 배관 주변을 얼리는 현상을 방지하기 위해 정압기지 출구의 온도는 0°C 이상으로 제한한다. 출구 압력은 상업용 천연가스 배급망의 운영규칙에 따라서 제한되며 850kPa을 선정하였다[13].

천연가스 정압기지를 통과하는 유체의 유량은 수요에 따라서 크게 변화한다. 이 연구에서는 설계 유량이 안정적인 유량구간을 선정하여 터빈을 설계하였다. 최대 55kg/s의 유량이 들어오는 정압기지에 대해서 1/4 용량인 터보팽창기를 설치하면 식 (8)과 식 (9)에 따라서 발전량 1,640kW를 계산할 수 있다. m_{ng} 는 천연가스의 질량 유량으로 13.8kg/s, η_{exp} 는 터보팽창기의 효율로 85%, η_{gear} 는 기어박스의 효율로 98%, $\eta_{generator}$ 는 발전기의 효율로 96%이다. 이때 필요한 예열량은 식(7)에 따라서 1,974kW이다.

2.3. 히트펌프의 개요

히트펌프는 Fig. 3에 나타난 것과 같이 저온의 열원에서 열을 얻고 고온의 히트싱크에 열을 방출하는 장치로 터보팽창기에서 발생하는 기계적 일을 압축기에 연결하여 구동시킨다. 히트펌프의 작동조건은 Table 3에 나타난 것과 같다.

히트펌프의 성능은 대기온도와 작동 조건에 큰 영향을 받는다. 국내 연간 기온은 -10~30°C 수준으

Table 3. Heat pump system specification

Cooling Air Inlet Temperature	-10~30	°C
Cooling Air Inlet Pressure	>100	kPa
Refrigerant Evaporating Temperature	-15~25	°C
Superheated Temperature	3	°C
Subcooled Temperature	3	°C
Compressor Efficiency	70	%

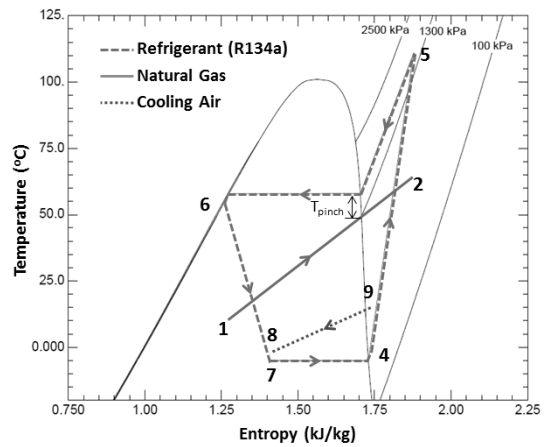


Fig. 3. T-s diagram for heat pump cycle.

로 천연가스의 목표 예열온도인 65°C와의 차이가 2 배까지 발생하여 기온변화에 따른 성능을 분석할 필요가 있다.

한편 히트펌프의 성능은 작동유체에 따라서도 크게 변화한다. 히트펌프의 냉매로 사용하는 R134a와 R717, 국제적인 규제에 따라서 사용이 제한되고 있는 R12와 R22, 냉장고 냉매 사용하는 Propane을 선정 분석하였다. 대상 냉매들은 -15~25°C 사이에서 대기압 이상의 포화압력을 가진다.

III. 하이브리드 시스템 해석

3.1. 응축온도 변화에 따른 히트펌프 사이클 분석

히트펌프 사이클은 냉매의 종류와 압축기에서 가압하는 정도에 따라서 시스템의 특성이 크게 변화한다. 먼저 증발온도가 -5°C인 시스템의 열역학적 특성을 분석하였다.

Fig. 4는 응축온도의 변화에 따른 천연가스와 냉

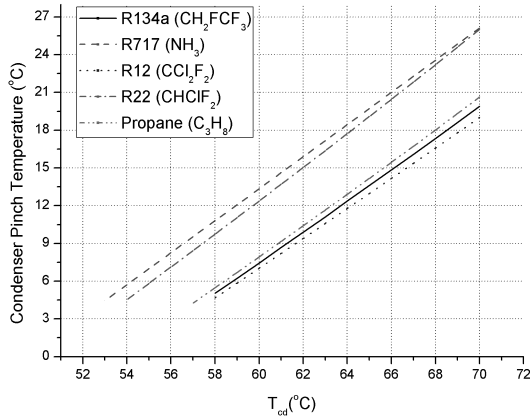


Fig. 4. Condenser pinch temperature corresponding to condensing temperature.

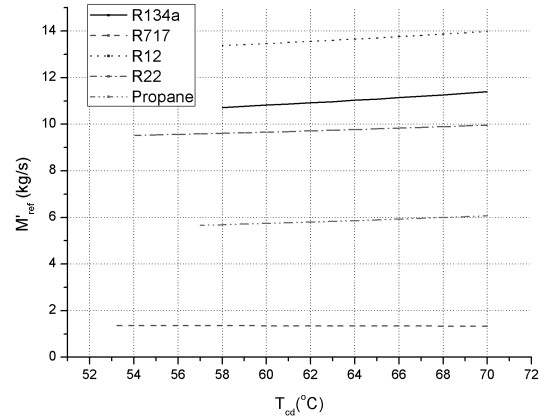


Fig. 6. Refrigerant mass flow rate corresponding to condensing temperature.

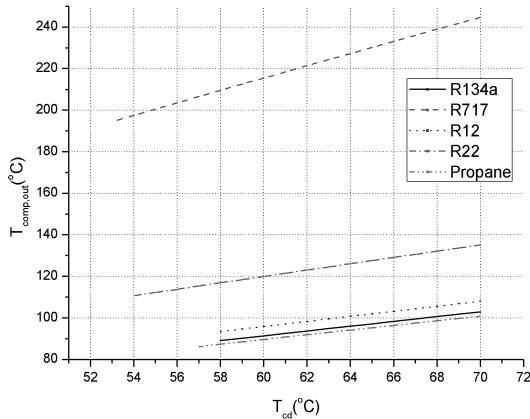


Fig. 5. Compressor outlet temperature corresponding to condensing temperature.

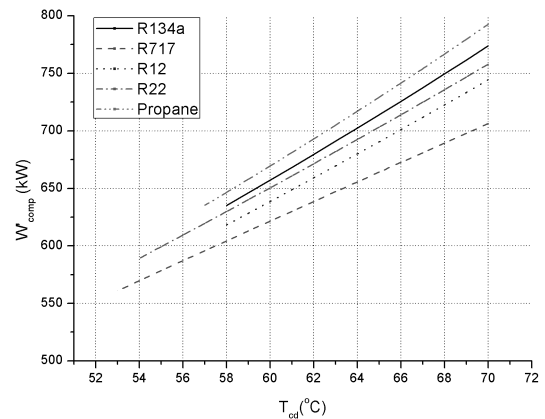


Fig. 7. Compression work corresponding to condensing temperature.

매 사이의 핀치 온도변화를 나타낸다. R717과 R22 냉매의 경우 핀치온도선이 다른 냉매에 비해 낮은 것을 확인할 수 있다.

Fig. 5.는 응축온도 변화에 따른 냉매의 압축기 출구 온도를 나타낸다. R717과 R22 냉매는 다른 냉매와 비교해 압축기 출구 온도가 높고 특히 R717의 경우 200℃ 수준의 고온인 것을 확인할 수 있다.

Fig. 6.은 응축온도의 변화에 따른 냉매의 질량유량을 나타낸다. 응축온도의 변화에 따라서 상변화에 필요한 엔탈피가 변화하여 질량유량이 변화하는 것을 확인할 수 있다. R717의 경우 상변화에 필요한 엔탈피가 커서 필요한 질량유량이 낮다.

Fig. 7.은 응축온도 변화에 따른 압축기 일을 나타

낸다. R717과 R22 냉매의 경우 낮은 응축온도에서 작동할 수 있어 상대적으로 압축일이 덜 필요하다. R12의 경우 R22보다 응축온도에 따른 압축일 선도가 낮으나 핀치온도의 제한에 따라서 압축일이 더 높다.

Fig. 8.은 응축온도 변화에 따른 COP를 나타내며 식 (11)를 이용하여 계산한다. COP는 응축온도의 변화에 따라서 2.5에서 3.5 범위 내에 분포한다. 압축일이 적게 요구되는 R717냉매의 경우 전 구간에서 걸쳐 COP가 가장 높다.

COP와 질량유량의 결과를 검토해 볼 때 R717 냉매가 하이브리드 시스템에 적합함을 확인할 수 있다. 특히 R717 냉매를 사용하는 경우 타 냉매와 비

교해 필요 질량유량이 낮아 작은 시스템이 가능하다. 단 압축기 출구에서 발생하는 온도가 타 냉매와 비교해 높으므로 압축기와 응축기 사이에 단열처리를 통해 열손실을 줄일 필요가 있다.

3.2. 증발온도 변화에 따른 히트펌프 사이클 분석

히트펌프의 성능은 열이 공급되는 대기온도에 큰 영향을 받는다. Table 2의 대기온도 변화에 대응하여 히트펌프의 증발온도가 변화하는 경우 시스템의 성능을 분석하였다. 핀치온도가 5°C인 경우에 대응하는 응축온도에 대해서 시스템의 열역학적 특성을 분석하였다.

Fig. 9는 증발온도 변화에 따른 응축기 출구온도

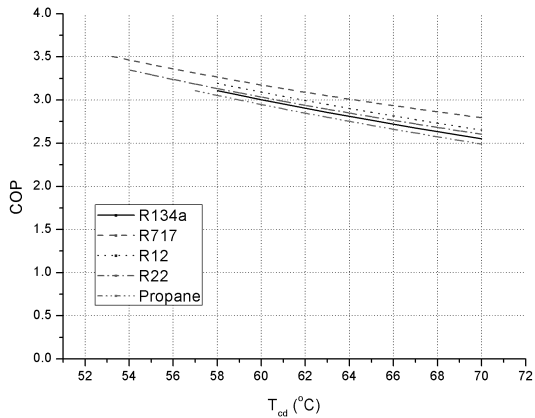


Fig. 8. COP corresponding to condensing temperature.

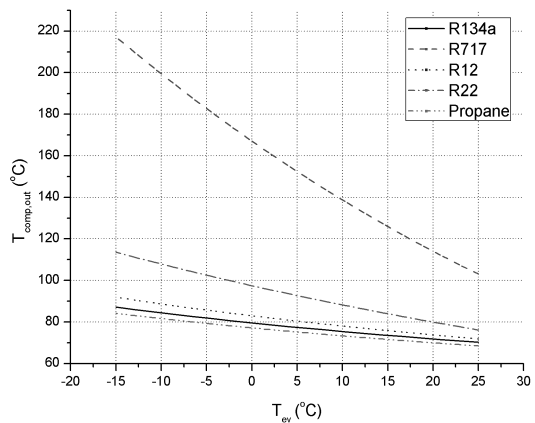


Fig. 9. Compressor outlet temperature corresponding to evaporating temperature.

를 나타낸다. 증발온도가 증가함에 따라서 응축기 출구온도가 감소하는 경향이 나타난다. 특히 R717 냉매의 경우 25°C 조건에서 응축기 출구 온도가 크게 떨어지는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 10은 증발온도 변화에 따른 냉매 유량의 변화를 나타낸다. Fig. 9에서 낮아진 압축기 출구 온도의 영향으로 응축기로 유입되는 유체의 엔탈피가 낮아져 요구되는 냉매의 양이 증가하는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 11와 Fig. 12는 증발온도 변화에 따른 압축기 일과 COP 변화를 나타낸다. 증발온도가 증가함에 따라서 압축일이 줄어들고 이에 따라서 COP가 증가하는 것을 확인할 수 있다.

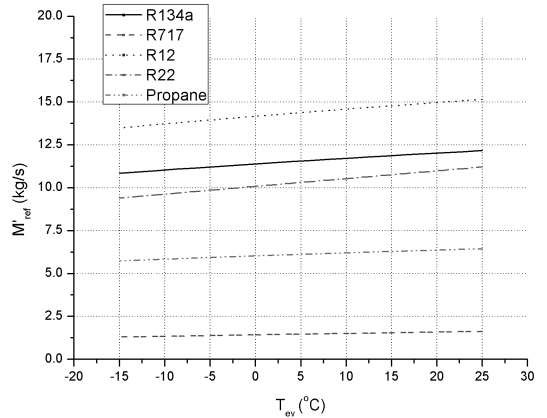


Fig. 10. Refrigerant mass flow rate corresponding to evaporating temperature.

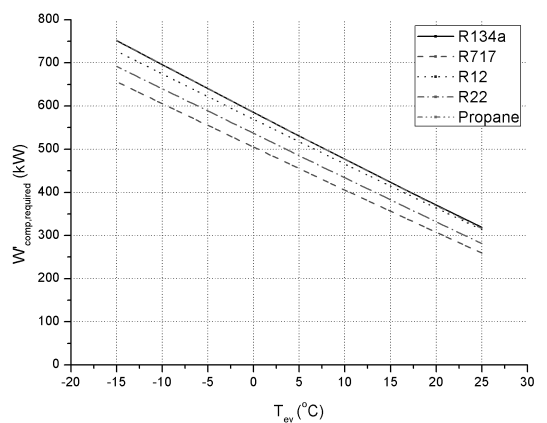


Fig. 11. Compression work corresponding to evaporating temperature.

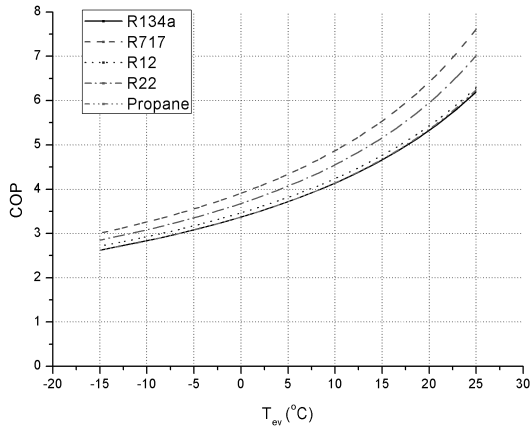


Fig. 12. COP corresponding to evaporating temperature.

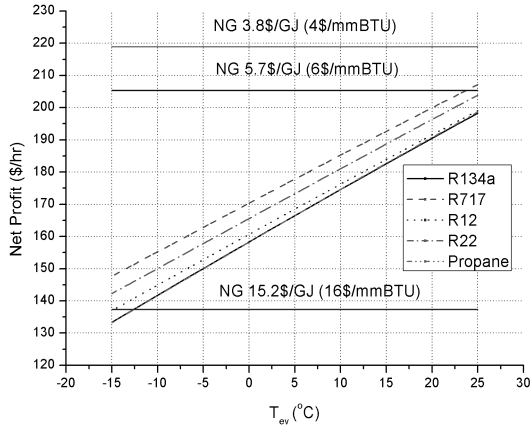


Fig. 13. Net profit comparison between heat pump and boiler system corresponding to condensing temperature

3.3. 보일러 시스템과 비교 분석

천연가스의 가격과 발전단가의 비교를 통해 히트 펌프 시스템과 보일러시스템에서 얻을 수 있는 경제적 이익을 분석하였다. 천연가스의 가격은 대한민국 수입단가를 기준으로 1GJ당 \$15.2로 계산하였다. 전력가격은 한국전력의 SMP 공시가격을 기준으로 1kW당 \$0.15로 계산하였다. Fig. 13. 은 Table 3에 나타난 히트펌프의 작동조건에 대해서 증발온도 변화에 따른 이득 변화와 천연가스의 가격변화에 따른 보일러 시스템의 이득을 비교한 것이다. 히트펌프 사이클의 경제성은 천연가스의 가격과 대기온도에 큰 영향을 받는다. 보일러를 사용하는 히트 펌프를

사용하는 주어진 온도범위 내에서는 순익이 133\$/hr 이상이며, LNG 형태로 천연가스를 수입하여 가격이 \$15~\$17 수준인 국내에서는 히트펌프 시스템이 연중 경쟁력이 있고 \$4~\$6 가격에 천연가스를 도입할 수 있는 산지에서는 기온이 높고 R717 냉매를 사용할 경우에는 보일러와 비슷한 경쟁력을 가지는 것을 확인할 수 있다.

IV. 결론

터보팽창기를 사용하는 천연가스 정압기지의 열원으로 히트펌프 하이브리드 시스템을 제시하였다. 열역학적 분석을 통해 R717 냉매를 사용하는 경우 COP가 높고 시스템 크기를 작게 설계할 수 있음을 확인하였다. 특히 도심지와 떨어져 있는 천연가스 정압기지의 경우에는 유독성이 있는 R717 냉매를 사용할 수 있어 성능에서 이득을 볼 수 있을 것으로 예상된다. 보일러 시스템과의 경제성 비교분석을 통해 히트펌프 시스템의 경제성은 도입 천연가스의 단가와 대기온도에 영향을 받는 점을 확인하였다. 국내의 경우 히트펌프 시스템이 보일러와 비교해 경제성이 있음을 확인하였다.

향후 히트펌프 시스템의 부분부하 변동 설계 및 냉열 자체를 활용할 수 있는 하이브리드 시스템의 연구를 통해 폐압 회수를 극대화할 수 있을 것으로 기대된다. 또한, 가스 엔진의 축동력으로 구동하는 히트펌프 시스템과의 비교 분석을 통하여 적합한 하이브리드 시스템을 도출해 낼 수 있을 것으로 기대된다.

사용기호

- cond : condenser
- comp : compressor
- COP : coefficient of performance
- eva : evaporator
- exp : expander
- gear : gear box
- generator : generator
- h : enthalpy [kJ/kg]
- \dot{m} : mass flow rate [kg/s]
- ng : natural gas
- P : electricity [kW]
- Q : heat transfer [kW]
- ref : refrigerant
- W : work [kW]

그리스 문자

η : efficiency

감사의 글

이 논문은 2014년도 정부(미래창조과학부)의 재원으로 한국연구재단의 지원(No. 2011-0030013)과 2014년도 산업통상자원부의 재원으로 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구과제입니다(No. 20132020000390).

참고문헌

- [1] Poživil, J., "Use of expansion turbines in natural gas pressure reduction stations." *Acta Montanistica Slovaca*, **3**(9), 258-260, (2004)
- [2] Hedman, B. A., "Waste energy recovery opportunities for interstate natural gas pipelines." Interstate Natural Gas Association of America, (2008)
- [3] Rahman, M. M., "Power generation from pressure reduction in the natural gas supply chain in Bangladesh", *Transaction of the Mech. Eng. Div., The Institution of Engineers, Bangladesh*, **41**(2), 89-95, (2010)
- [4] Ardali, E. K., and Heybatian, E., "Energy Regeneration in Natural Gas Pressure Reduction Stations by Use of Gas Turbo-Expander; Evaluation of Available Potential in Iran", In proceedings 24th world gas conference, 5-9, (2009)
- [5] Howard, C., Oosthuizen, P., and Peppley, B., "An investigation of the performance of a hybrid turboexpander-fuel cell system for power recovery at natural gas pressure reduction stations", *Applied Thermal Engineering*, **31**(13), 2165-2170, (2011)
- [6] Sung, T. and Kim, K. C., "Thermodynamic Analysis on Hybrid Molten Carbonate Fuel Cell - Turbo Expander System for Natural Gas Pressure Regulation", *KIGAS*, **18**(2), 28-34, (2014)
- [7] Kostowski, W. J., and Usón, S., "Thermoeconomic assessment of a natural gas expansion system integrated with a co-generation unit", *Applied Energy*, **101**, 58-66, (2013)
- [8] Bisio, G., "Thermodynamic analysis of the use of pressure exergy of natural gas", *Energy*, **20**(2), 161-167, (1995)
- [9] Ha, J. M., Hong, S., You, H. S. and Kim, K. C., "Turbo Expander Power Generation Using Pressure Drop in Natural Gas Pipeline", *KIGAS*, **16**(3), 1-7, (2012)
- [10] Maddaloni, J. D., and Rowe, A. M., "Natural gas exergy recovery powering distributed hydrogen production", *International journal of hydrogen energy*, **32**(5), 557-566, (2007)
- [11] Ha, J. M., Hong, S. and Kim, K. C., "Thermodynamic analysis on the feasibility of turbo expander power generation using natural gas waste pressure", *KIGAS*, **6**(6), 136-142, (2012)
- [12] Lemmon, E. W., Huber, M. L., and McLinden, M. O., "NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP. 9.0", (2010)
- [13] British Standard BS EN 12186:2000 Gas supply systems. Gas pressure regulating stations for transmission and distribution. Functional requirements.