



천연가스의 계절별 변동유량을 고려한 이중터보팽창기 감압시스템을 이용한 전기에너지회수에 관한 연구

박철우 · 유한빛 · †김 호

서울시립대학교 화학공학과

(2019년 1월 31일 접수, 2019년 4월 24일 수정, 2019년 4월 25일 채택)

A Study on the Recovery of Electricity Energy by Employing Double Turbo-Expander Pressure Reduction System to the Seasonal Variation of Natural Gas Flow Rates

Cheol-Woo Park · Han Bit Yoo · †Hyo Kim

Dept. of Chemical Engineering, University of Seoul, Seoul, Korea

(Received January 31, 2019; Revised April 24, 2019; Accepted April 25, 2019)

요 약

천연가스 운송기지에서 전기에너지를 회수하기 위하여 팽창 터빈시스템을 사용하는 것은 잘 알려진 기술이다. 터보팽창기의 효율은 천연가스의 유량과 터보팽창기 설계유량의 비에 따라 달라진다. 그러나 감압기지에서 계절적 공급패턴, 즉 여름에는 낮은 유량으로 반면에 겨울에는 높은 유량으로 공급되기 때문에, 단일 터보팽창기로는 낮은 유량의 천연가스로부터 감압에너지를 충분히 회수하기가 비효율적이다. 따라서 본 연구에서는 대용량과 소용량의 이중 터보팽창기의 새로운 개념을 제안하게 되었다. 본 연구에서는 저압 정압기지에서 팽창밸브의 평균 입구, 출구 압력조건인 18.5 bar에서 7.5 bar로 감압될 때 입구의 온도, 유량조건에 따라서 생산 가능한 전력을 이론적 배경을 통해 계산하였다. 최저 설계 효율 0.72에서 회수 가능한 전력생산량은 단일 터보팽창기로 운전될 때에는 12.4 MW이었으나, 여기서 제안한 이중터보팽창기에서는 16.1 MW로 약 30% 증가한 결과를 얻게 되었다.

Abstract - Expansion turbine system to recover the electricity energy from natural gas transmission stations is a well-known technique. The turbo-expander efficiency depends on the ratio of the natural gas flow rates to the design flow rate of the turbo-expander. However, if there is a big difference of the natural gas flow rate through the pressure letdown station because of seasonal supply pattern, that is, high flow rate in winter while low flow rate in summer, single turbo-expander system is not so efficient as to recover the pressurized energy from the low flow-rate natural gas. Therefore, we have proposed a new concept of double turbo-expander system: one is a big capacity and the other a small capacity. Here we have theoretically computed the electric powers at the pressure reduction from 18.5 bar to 7.5 bar depending on the inlet conditions of temperature and flow rate. The calculated electricity generation has been increased by 30% from 12.4 MW in a single turbo expander to 16.1 MW in the proposed double turbo-expander system when a minimal design efficiency of 0.72 is applied.

Key words : electricity energy, double turbo-expander, seasonal variation, natural gas flow rate, pressure letdown station

†Corresponding author:hkim@uos.ac.kr

Copyright © 2019 by The Korean Institute of Gas

I. 서론

우리나라에서는 천연가스를 인수기지에서 소비자 측에 배관망을 통하여 보내기 위해 천연가스를 고압으로 압축하게 되며, 사용처에 도달하기 전에는 정압기지에서 팽창밸브를 이용하여 다시 압력을 낮추게 된다. 이와 같이 팽창밸브를 이용할 경우 천연가스를 압축하는데 사용된 기계적 에너지를 그대로 허비하게 되는 결과를 초래하여 에너지 이용측면에서 매우 비효율적이다. 따라서 정압지에서 팽창밸브대신에 터보팽창기를 사용하여 가스의 압력을 감압시킨다면 전기에너지를 생산할 수 있다. 이러한 터보팽창기를 도입하여 전기에너지를 회수하려는 시도는 1980대 미국에서부터 시작되었다[1]. 그 이후, 여러 나라에서도 정압지에 터보팽창기를 도입하여 회수 가능한 잠재적 전기 에너지를 산정하고[2], 점차 그 적용을 늘려가고 있다 [3-5]. 또한 우리나라에서도 근래에 천연가스의 사용이 크게 증가하여, 압축된 고압의 천연가스로부터 잠재적으로 회수할 수 있는 전기에너지의 양을 추정하기 위하여 도시정압지에서 감압에너지를 전기로 회수할 수 있는 타당성과 운전최적화에 관한 연구가 활발히 진행되어왔다[6,7].

하지만 기존에 수행한 연구들에서는 단순히 팽창밸브를 터보팽창시스템으로 교체할 경우 회수할 수 있는 전기에너지양에 관한 기본적인 연구를 수행하였으며, 이러한 경우에는 일정한 효율을 가지는 터보팽창기의 이상적인 전기에너지 생산량을 계산한 것이기 때문에, 여러 가지 운전변수가 있는 실제 정압기지에서는 그와 같은 이상적인 결과를 기대하기 어려울 것이다. 따라서 실제 정압지에 터보팽창기를 도입하기 위한 적절한 조건과 최적의 상태로 운전 가능한 작동 조건을 알아보는 연구가 앞으로 지속적으로 필요하다. 특히 여러 가지 운전조건들 중에 터보팽창기에서는 작동되는 유량에 따라 효율이 크게 달라진다[8]. 우리나라의 경우, 계절에 따른 큰 온도 변화로 인해 겨울에 난방연료로써 사용되는 천연가스의 양이 급격하게 증가하여 겨울에는 천연가스의 수요량이 매우 크고 상대적으로 여름에는 작다는 특징이 있다. 즉, 여름철에는 감압기에 들어오는 천연가스의 유량이 매우 높고, 겨울철에는 그 유량이 상대적으로 매우 작은 현상을 보이고 있다. 따라서 이러한 유량의 변화에 알맞은 최적의 터보팽창기 운전 조건을 알아야 한다.

본 연구에서는 우리나라의 저압감압지에서 18.5 bar의 천연가스를 7.5 bar로 감압시킬 때 겨울철과

여름철의 유량차이에 따른 효율적인 전기에너지 회수를 위한 두 대의 터보팽창기 (겨울철에는 유량이 큰 대용량의 터보팽창기와 여름철에는 유량이 작은 소용량의 터보팽창기)를 병렬로 설치할 경우, 연간 생산 가능한 전력량을 추산 하였다. 기존에 수행한 연구에서는 단일 터보팽창기만을 이용하여 회수 가능한 전력량을 계산하였으나, 이 경우에는 여름철동안은 터보팽창기를 사용할 수 없었던 단점을 보완하기 위함이기도 하다[7]. Peng-Robinson 상태방정식을 사용하여 천연가스 혼합물에 대한 열역학적 물성을 계산을 이용하였다[9]. 저압 정압지에서 감압하는 정도에 따른 유량 변화가 전기에너지 생산에 미치는 차이를 알아보기 위해 서울에 있는 D 기지를 선정하여 계산하고 비교하였다.

본 논문에서는 정압지에 설치 가능한 터보팽창기 감압시스템을 구성하고 제시하였다. 또한, 터보팽창기의 유량특성과 감압시스템과 관련된 열역학적 관계식들을 살펴보고, 두 종류의 터보팽창기 설계 유량과 생산 가능한 일의 관계, 설계유량과 열효율의 관계를 살펴본 후 기존 연구에서 수행하였던 단일 터보팽창기의 결과와 비교하였다. 또한 이중터보팽창기를 적용한다면 보다 효율적인 전기에너지 회수가 가능함을 밝히는데 본 연구의 목적이 있다.

II. 감압시스템

2.1. 감압시스템 구성

본 연구에서는 기존의 팽창밸브에 이중터보팽창기를 병렬로 연결하여 감압시키는 시스템을 Fig. 1처럼 구성하였다.

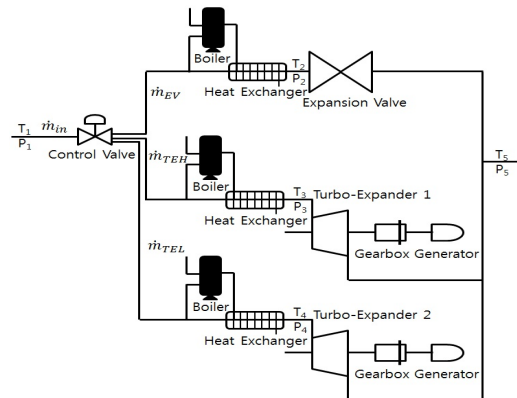


Fig. 1. Double turbo-expander pressure reduction system.

터보팽창기의 운전효율은 사용량에 따른 설계유량값과 실제의 사용유량값의 비율에 따라 그 효율이 달라지기 때문에 일반적으로 한 개의 터보팽창기로 들어가는 유량을 조절하기 위해 팽창밸브와 함께 병렬로 설치한지만, 천연가스 사용유량의 변동이 클 경우에는 한 개의 터보팽창기만으로는 효율적으로 전기에너지를 회수하는데 한계가 있기 때문에, 본 연구에서는 큰 용량의 Turbo-Expander1 (TEH)과 작은 용량의 Turbo-Expander2(TEL)를 Fig. 1에서와 같이 병렬로 구성을 하였다. 아래 첨자 1은 입구의 상태, 2와 3과 4는 예열 후의 상태, 5는 출구의 상태를 나타낸다. \dot{m}_{in} , \dot{m}_{EV} , \dot{m}_{TEH} 과 \dot{m}_{TEL} 는 각각 입구 유량, 팽창밸브로 유입되는 유량, 터보팽창기 TEH와 TEL로 유입되는 유량을 나타내며 다음과 같은 관계로 질량이 보존된다.

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{EV} + \dot{m}_{TEH} \text{ or } \dot{m}_{in} = \dot{m}_{EV} + \dot{m}_{TEL} \quad (1)$$

2.2. 터보팽창기

터보팽창기는 등엔트로피 과정을 거쳐서 고압의 천연가스를 감압시키는 장치이다. 팽창시 천연가스가 가지는 운동에너지가 회전날개를 회전시켜 일을 생산한다. 터보팽창기는 그 설계유량의 범위 내에서 운전될 경우에 최대의 효율을 나타내며, 설계유량의 범위를 벗어날 경우에 효율이 감소하는데, 운전유량과 설계유량의 비에 따른 터보팽창기의 효율은 Fig. 2와 같은 관계를 가진다[8].

터보팽창기의 설계효율(Design Efficiency)을 0.9로 설정하고 설계유량(Design Flow Rate)과 최소 효율을 결정하면 최소 효율 이상으로 운전될 수 있는 최소 유량과 최대 유량을 결정할 수 있다. 예를 들어 터보팽창기를 0.72이상의 효율로 운전하고자

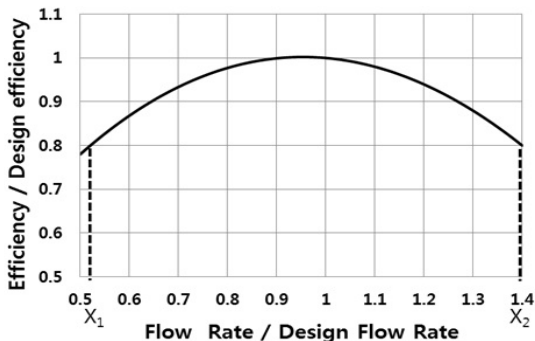


Fig. 2. Turbo-expander efficiency curve.

하는 경우 Fig. 2의 가로 축에서 X_1 과 X_2 를 찾을 수 있는데 설계유량에 X_1 을 곱하면 최소 유량을, 설계유량에 X_2 를 곱하면 최대 유량을 결정할 수 있다. 최소 유량과 최대 유량 사이에 해당하는 유량은 터보팽창기로 들어가서 0.72이상의 효율로 일을 생산하고 그렇지 않은 유량은 팽창밸브로 들어간다. Fig. 2의 그래프를 선형회귀분석하면 효율곡선은 다음 식으로 표현할 수 있다[7].

$$y = 0.0741X^3 - 1.2593X^2 + 2.1993X - 0.0141 \quad (2)$$

여기서 y 는 터보팽창기의 설계효율이고, X 는 실제유량과 터보팽창기의 설계유량의 비이다. y 에 설계효율 0.9를 곱하면 유량에 따른 터보팽창기 효율(η_{Turbo})을 알 수 있다.

2.3. 팽창밸브

감압기지로 유입되는 천연가스 중 터보팽창기로 들어가지 않은 천연가스 또한 감압과정을 거쳐야 하기 때문에 이를 팽창밸브에서 등엔탈피 팽창 과정을 통해 감압시킨다. 팽창밸브에서는 마찰과정을 통해 천연가스의 압력을 낮추기 때문에, 천연가스의 내부에너지는 마찰로 손실될 뿐 일을 생산하지 않는다[7].

2.4. 온도강하 및 정압보일러

실제기체는 상태가 변화될 때 압력변화와 함께 온도변화가 수반된다. 등엔탈피 팽창과정에서 이러한 현상은 다음과 같은 Joule-Thomson 효과로 설명할 수 있다.

$$\mu = \left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_H \quad (3)$$

여기서 μ 는 Joule-Thomson 계수, $T(K)$ 는 온도, $P(\text{bar})$ 는 압력이다. 천연가스의 Joule-Thomson 계수는 양수이기 때문에 감압기지에서 압력이 감소할 경우 온도가 떨어진다[10]. 온도하락에 따른 성분의 변화 및 상변화를 피하기 위해 감압이 일어나기 전에 보일러를 통한 예열이 필요하다[6]. 터보팽창기는 등엔트로피 과정으로 천연가스의 내부에너지가 일로 전환되기 때문에 등엔탈피 팽창을 할 때 보다 더 큰 폭으로 온도가 하락한다. 예열을 하기 위한 보일러의 열원으로는 천연가스를 연료로 사용한다.

III. 열역학적 계산

3.1. 천연가스의 온도와 압력 계산

보다 정확한 실제가스의 열역학적 물성을 계산하기 위해서는 3차 상태방정식 중의 하나인 Peng-Robinson(PR) 상태방정식을 천연가스 혼합물의 물성계산에 사용하였다[11]. 천연가스의 조성, 온도 그리고 압력을 알면 부피를 계산할 수 있으며 천연가스의 엔탈피와 엔트로피 또한 계산할 수 있다[12].

감압 팽창시스템으로 유입되는 천연가스의 입구 온도(T_1)와 입구 압력(P_1)은 실제 측정된 값으로 주어지는 값이다. 출구 온도(T_5)와 출구 압력(P_5)은 설정해주는 값이다. 정압보일러를 통한 예열 후의 압력(P_2, P_3, P_4)은 P_1 과 같기 때문에 예열 후의 온도(T_2, T_3, T_4)를 구하면 감압 팽창시스템의 모든 지점에서 열역학적 물성을 PR 상태방정식을 이용하여 계산할 수 있다.

팽창밸브에서 천연가스는 등엔탈피 팽창을 하므로, 지점 2와 5의 사이에 등엔탈피 조건을 적용하면 T_2 를 구할 수 있다.

$$H_2(T_2, P_2) = H_5(T_5, P_5) \quad (4)$$

여기서 $H(\text{J/gmol})$ 는 엔탈피 값이다.

터보팽창기는 등엔트로피 팽창과정으로 운전된다. 따라서 지점 3과 5 또는 4와 5 사이에 등엔트로피 조건을 적용하면 T_3 와 T_4 값을 각각 다음관계로 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} S_3(T_3, P_3) &= S_5(T_5, P_5) \text{ or} \\ S_4(T_4, P_4) &= S_5(T_5, P_5) \end{aligned} \quad (5)$$

여기서 $S(\text{J/gmol}\cdot\text{K})$ 는 엔트로피 값이다.

T_2, T_3 그리고 T_4 는 시스템 내에서 설정한 출구 온도 이하로 떨어지지 않도록 예열해 줘야하는 최소 온도이며 각 보일러에서 필요한 열을 최소로 해주는 온도이다. 출구 온도, 압력과 입구 압력이 고정되어 있을 경우 T_2, T_3 와 T_4 는 일정한 값을 갖는다.

3.2. 일, 열 및 열효율 계산

감압시스템에서 모든 지점의 온도와 압력을 알 수 있다. 따라서 시스템에서 생산하는 일, 보일러에서 필요한 열을 엔탈피 계산을 통해 알 수 있고 이로부터 열효율을 계산할 수 있다.

지점 3, 4 또는 4, 5사이의 터보팽창기 TEH 와 TEL 에서는 외부로부터 열의 출입이 없고 운동에너지와 위치에너지 변화를 무시한다고 가정할 경우

기계적 에너지수지식은 각각 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \Delta \dot{m}_{TEH}(H_3 - H_5) &= \dot{W}_{S1} \text{ or} \\ \Delta \dot{m}_{TEL}(H_4 - H_5) &= \dot{W}_{S2} \end{aligned} \quad (6)$$

로 표현된다. 여기서 $\dot{W}_s(\text{J/s})$ 는 생성된 축일이고 아래첨자 1과 2는 각각 터보팽창기 TEH 와 TEL 를 나타낸다. 온도는 고정되어 있기 때문에 엔탈피 차이가 일정하고 터보팽창기로 들어가는 유량에 따라 일 생산량이 달라진다. 식(6)을 통해 등엔트로피 과정에서 이상적으로 생산되는 일의 양을 계산할 수 있고 그 결과에 터보팽창기의 효율을 곱하여 실제 생산되는 일의 양(\dot{W})을 계산할 수 있다. 즉,

$$\dot{W}_1 = \eta_{TEH} \cdot \dot{W}_{S1} \text{ or} \dot{W}_2 = \eta_{TEL} \cdot \dot{W}_{S2} \quad (7)$$

터보팽창기 TEH 와 TEL 에서 생산된 일은 각각의 기어박스과 제너레이터를 통해 전기에너지로 전환된다. 전기에너지는 식(7)에 각각의 기어박스과 제너레이터의 효율을 곱하여 계산한다.

$$\begin{aligned} E1 &= \eta_{GT1} \cdot \eta_{GB1} \cdot \eta_{TEH} \cdot \dot{W}_{S1} \text{ or} \\ E2 &= \eta_{GT2} \cdot \eta_{GB2} \cdot \eta_{TEL} \cdot \dot{W}_{S2} \end{aligned} \quad (8)$$

위 식에서 $E(W)$ 는 전력, η_{GT} , η_{GB} 는 각각 제너레이터와 기어박스의 효율이다.

감압시스템에서 필요한 열을 구하기 위해서는 팽창밸브와 터보팽창기의 전단 보일러에서 투입되는 열을 모두 계산해야 한다.

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_{EV}(H_2 - H_1) \quad (9)$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_{TEH}(H_3 - H_1) \quad (10)$$

$$\dot{Q}_3 = \dot{m}_{TEL}(H_4 - H_1) \quad (11)$$

여기서 $\dot{Q}_1(W)$ 은 팽창밸브 전단의 보일러에서 필요한 열, $\dot{Q}_2(W)$ 와 $\dot{Q}_3(W)$ 는 각각 터보팽창기 TEH 와 TEL 전단의 보일러에서 필요한 열의 양이다.

전체 감압시스템의 열효율은 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$\eta_1 = \frac{E_1}{\dot{Q}_1 + \dot{Q}_2} \text{ or} \eta_2 = \frac{E_2}{\dot{Q}_1 + \dot{Q}_3} \quad (12)$$

여기서 η_1 과 η_2 는 팽창밸브와 각각 TEH와 TEL 감압시스템이 결합할 경우 열효율이다.

IV. 시뮬레이션

4.1. 시뮬레이션 조건

본연구의 계산을 위해 서울에 위치한 저압 정압 기지 한 곳(D 기지)을 선정하여 월별 공급 온도 (Fig. 3), 유량(Fig. 4)을 조사하였다. 특히 5월에서 10월까지의 가스의 수요가 적고, 11월부터는 수요

Table 1. Average compositions of the natural gas

| Component | Composition (mol%) |
|-------------|--------------------|
| Methane | 91.84 |
| Ethane | 5.7 |
| Propane | 1.6 |
| Isobutane | 0.32 |
| Nomalbutane | 0.35 |
| Isopentane | 0.02 |
| Nitrogen | 0.07 |

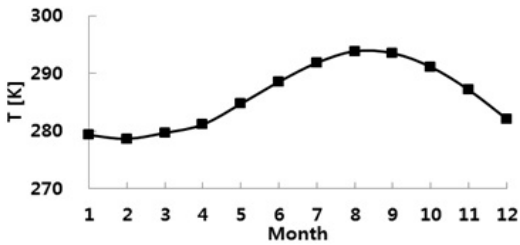


Fig. 3. Monthly natural gas delivery temperatures at the pressure reduction stations.

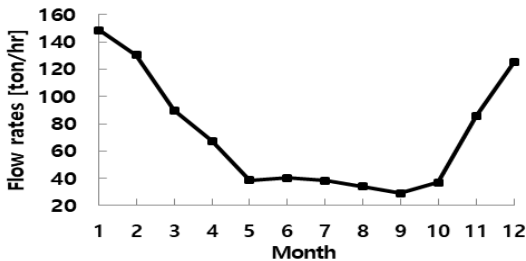


Fig. 4. Monthly natural gas flow rates at the pressure reduction station D.

Table 2. Natural gas temperature and pressure in the pressure reduction system

| Inlet gas properties | | Outlet gas properties | |
|----------------------|----------------|-----------------------|----------------|
| Temperature (K) | Pressure (Bar) | Temperature (K) | Pressure (Bar) |
| Delivery Temperature | 18.5 | 276.15 | 7.5 |

Table 3. Flow rate dependency of the turbo-expander efficiency

| Min efficiency / Design efficiency (η) | Min flow rate / Design flow rate (X_1) | Max flow rate / Design flow rate (X_2) |
|---|--|--|
| 0.8 | 0.53 | 1.4 |
| 0.85 | 0.57 | 1.34 |
| 0.9 | 0.64 | 1.27 |
| 0.95 | 0.73 | 1.18 |

가 크게 증가함을 알 수가 있다.

이 때 공급 된 천연가스의 평균조성은 Table 1 와 같고 계산에 사용된 입구와 출구의 온도, 압력을 Table 2에 정리했다.

4.2. 터보팽창기의 효율과 유량

터보팽창기의 운전 효율이 전력생산에 미치는 영향을 살펴보기 위해서는 식(2)를 사용하여 최소 효율, 최소 유량과 최대 유량을 각각 결정해야한다. Table 3의 η 값에 터보팽창기의 설계효율 0.9를 곱하면 최소 효율을 구할 수 있고 η 값을 만족시키는 X_1 , X_2 에 설계유량을 곱하면 터보팽창기의 최소 유량과 최대 유량을 결정할 수 있다. D 기지의 평균 유량을 기준으로 설계유량을 바꿔가면서 계산한다[7].

V. 결과 및 고찰

전력생산을 최대로 하기위한 터보팽창기의 설계 유량은 감압기지로 들어오는 유량을 최대한 많이 포함되도록 하는 용량에서 결정된다. 따라서 이와 같은 방식으로 터보팽창기를 운전하기 위한 최소 효율을 바꿔가면서 전력을 최대로 생산하게 하는 설계유량을 찾고 그 때의 전력생산량과 열효율을 계산하였다.

Table 4. Calculation results based on the single turbo-expander1(TEH) condition at D station

| Minimum efficiency | Minimum flow rate (ton/hr) | Maximum flow rate (ton/hr) | Design flow rate (ton/hr) | Electricity Generation (MW) | Thermal efficiency |
|--------------------|----------------------------|----------------------------|---------------------------|-----------------------------|--------------------|
| 0.72 | 63.6 | 168 | 120 | 12.4 | 0.68 |
| 0.765 | 63.8 | 147.4 | 110 | 11.9 | 0.65 |
| 0.81 | 64 | 127 | 100 | 11.49 | 0.66 |
| 0.855 | 65.7 | 106.2 | 90 | 10.77 | 0.69 |

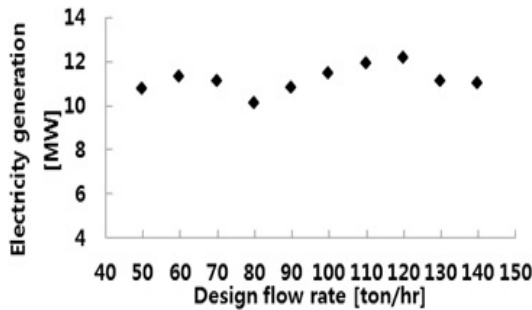


Fig. 5. Electricity generation corresponding to the design flow rate changes at the D station.

터보팽창기의 효율을 높게 유지한다는 것은 그 팽창기의 설계유량 부근에서만 운전을 하도록 한다는 것이다. 터보팽창기의 효율을 높게 유지할 때 터보팽창기에서 전력생산에 따른 열효율은 높지만 전체 생산량으로 볼 때는 효율이 조금 낮더라도 유량이 클 때 전기를 생산하는 것이 보다 더 효과적이다.

우선 D 기지에서 동절기와 하절기의 유량변화를 고려하지 않고 단일터보팽창기에 의존해서 전력을 생산할 경우의 전력생산량을 계산하였다[7]. 터보팽창기의 효율을 0.72이상으로 운전되도록 유량을 조절할 때 터보팽창기의 설계유량을 변화시키면서 연간 생산되는 전력을 계산했다. Fig. 5에서 설계유량이 120 ton/hr일 때 가장 크게 전력이 생산되는 것을 알 수 있다. D 기지의 동절기와 하절기의 계절별 유량의 변동 범위가 커서 터보팽창기가 작은 유량을 많이 포함할 것인가 큰 유량을 많이 포함할 것인가에 따라 Peak가 2개 나타난다. 큰 유량에서 작동될 때 전력 생산량이 많음을 알 수 있다.

D 기지에서 터보팽창기의 최소 효율이 변할 때 연간 전력 생산량이 최대인 터보팽창기의 설계유량을 찾고 그 때의 전력 생산량과 열효율을 계산하여 Table 4에 정리했다. 이 경우 터보팽창기의 효율이 낮더라도 더 많은 양의 천연가스를 터보팽창기를

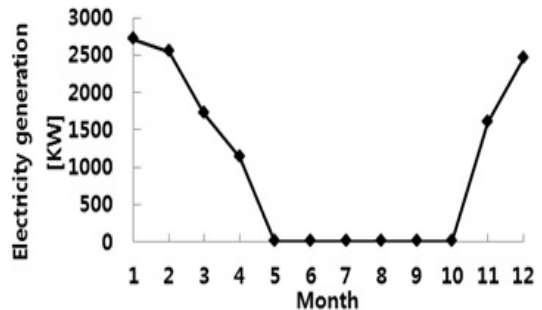


Fig. 6. Calculated electricity power generation at D station based on the single turbo-expander1(TEH).

통해 감압시킬 때 생산되는 일의 양이 가장 큰 것을 알 수 있다.

D 기지의 연간 유량의 변화 범위는 30에서 150 ton/hr로 변화가 매우 크다. 따라서 터보팽창기의 설계유량 역시 2배 이상으로 변화의 폭이 커진다. 하지만 설계유량이 120 ton/hr인 단일 터보팽창기만을 사용할 경우는 전력 생산량은 유량의 증가폭에 비해 비례적으로 커지지 않는다. 그 이유는 터보팽창기로 흘러들어가는 유량에 있다. 120 ton/hr의 설계유량을 가지는 터보팽창기를 0.72이상의 효율로 운전하기 위한 유량 범위는 63.6에서 168 ton/hr이다. 설계유량이 큰 터보팽창기를 최소 효율 이상으로 운전하기 위해 여름철 D 기지로 들어오는 유량은 팽창밸브로 감압된다. Fig. 6을 보면 알 수 있듯이 유량이 작은 5월에서 10월까지는 터보팽창기를 운전하지 못하고, 동절기에만 터보팽창기로 감압시키면서 전력을 생산할 수 있다. 겨울에만 운전함에도 불구하고 그 때의 유량이 매우 커서 전력 생산량이 크지만 하절기의 공급량은 그대로 팽창밸브로 처리하게 된다. 따라서 본 연구에서는 하절기동안 도시가스 사용량이 크게는 동절기의 1/5정도 밖에 되지 않아 하나의 설계유량을 갖는

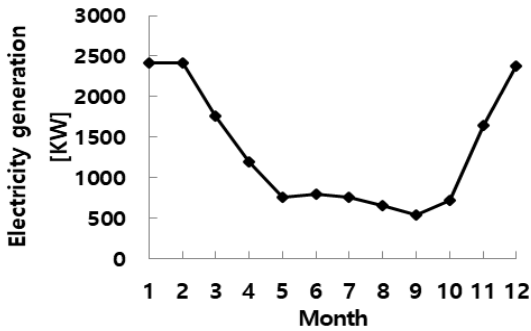


Fig. 7. Monthly electricity generation at the D station with two turbo-expanders pressure reduction system.

단일 터보팽창기만으로 운전할 경우에는 하절기 전력생산은 불가능하게 됨을 알 수 있다.

이러한 문제점을 해결하기위해서 우리는 대용량과 소용량의 이중 터보팽창기의 새로운 개념을 제안하게 되었다. 즉, 하절기(5월~10월)에는 설계유량이 41ton/hr인 Turbo-Expander2(TEL)를, 동절기(11월~4월)동안은 설계유량이 108ton/hr인 Turbo-Expander1(TEH)를 각각 운전하게 함으로써, 하절기 동안 감압밸브를 통해 단순 팽창시켜지는 도시가스도 최대한 전력생산에 이용하게 하도록 하였다. 터보팽창기들의 최소효율을 0.72로 하였을 경우 본 연구에서 새롭게 제안한 이중터보팽창기에서는 전력생산량이 16.1 MW로 단일터보팽창기만을 사용하여 회수한 12.4 MW(Table 4 참조)로 약 30% 증가한 결과를 얻게 되었다. 본 연구에서 제안한 이중터보팽창기를 이용하여 D 감압기지의 월별 유량변화(Fig. 4)에 따른 전력생산량을 계산한 결과는 Fig. 7 과 같다. 따라서 단일터보팽창기만을 이용하여 회수할 수 있는 전력생산량(Fig. 6)과 비교해 볼 때 확연하게 이중터보팽창기를 이용할 경우 가 전력량회수가 크다는 것을 알 수 있다.

VI. 결론

연간 유량의 범위가 매우 큰 D정압기지를 선정하여 터보팽창기 감압시스템을 통해 회수 가능한 전력을 계산했다. 기존에 제안한 단일터보팽창기를 이용한 도시가스 감압시스템에서의 전력생산은 가스 사용량의 변동 폭이 크지 않을 경우에는 (터보팽창기의 효율이 설계유량에 따라 결정되므로) 팽창기의 설계효율범위내에서 최대의 전력생산을 기대할 수 있지만, 우리나라와 같이 하절기와 동절기에

도시가스의 사용물량이 크게 차이가 날 경우에는 하나의 터보팽창기로는 최적의 운전을 기대할 수 없다. 하나의 터보팽창기만을 설치할 경우에는 천연가스 사용량이 적은 하절기에 적합한 터보팽창기를 설치하는 것 보다는 사용량이 많은 동절기에 적합한 터보팽창기를 통해 겨울철에만 전력을 생산하는 것이 유리하다는 연구결과가 있었다[7]. 그러나 하절기에도 동절기만큼은 아니지만 꽤 많은 양의 천연가스가 서울과 같은 대도시에서는 사용이 되므로, 본 연구에서는 서울의 D감압기지를 선정하여 동절기용 용량이 큰 터보팽창기와 하절기용 용량이 작은 터보팽창기를 병렬로 설치하여 일 년 내내 전력을 생산할 수 있는 이중터보팽창기 감압시스템을 제안하게 되었다. 그 결과 계절별 유량변화가 큰 D기지에서는 단일터보팽창기 보다는 이중터보팽창기 시스템을 도입하는 것이, 연간 전력을 30%이상 더 많이 회수 할 수 있다는 새로운 결과를 얻었다.

감사의 글

이 논문은 2018년도 교신저자의 서울시립대학교 연구년 교수연구비에 의하여 수행되었습니다.

REFERENCES

- [1] Mirandola, A., and Minca, L., "Energy Recovery by Expansion of High Pressure Natural gas", Proceedings of the 21st Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, **1**, 16-21, (1986).
- [2] Hedman, B. A., "Waste energy recovery opportunities for interstate natural gas pipelines", Interstate Natural Gas Association of America, (2008).
- [3] 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).
- [4] Rahman, M. M., "Power generation from pressure reduction in the natural gas supply chain in Bangladesh", *Journal of Mechanical Engineering*, **41**(2), 89-95, (2010).
- [5] Ardali, E. K., and Heybatian, E., "Energy Regeneration in Natural Gas Pressure Reduc-

- tion Stations by Use of Gas Turbo Expander; Evaluation of Available Potential in Iran”, Proceedings 24th world gas conference, 5-9, (2009).
- [6] Yoo, H. B., Kim, H., “Feasibility Study of Pressure Letdown Energy Recovery from the Natural Gas Pressure Reduction Stations in South Korea”, KIGAS, Vol 19, No 3, 9-17, (2015).
- [7] Yoo, H. B., Kim, H., “A Study on the Operational Optimization of Turbo-Expander Pressure Reduction System to the Natural Gas Pressure Flow Rates”, KIGAS, Vol 19, No 6, 72-79, (2015).
- [8] Bloch, H. P., Soares, C., “Turboexpanders and Process Applications”, Gulf Professional Publishing, MA, (2001).
- [9] Yoo, H. B., Kim, H., “Electricity Generation by Using Turbo-Expander in Natural Gas Pressure Reduction Stations in Republic of Korea”, Proceeding of the Annual Fall Meeting of KICHE 2014, 273, (2014).
- [10] Maric, I., “The Joule-Thomson effect in natural gas flow-rate measurements”, *Flow Measurement and Instrumentation*, **16**, 387-395, (2005).
- [11] Peng, D. Y., and Robinson, D. B., “A New Two-Constant Equation of State”, *Ind. Eng. Chem. Fundamen.*, **15**(1), 59-64, (1976).
- [12] Smith, J. M., Van Ness, H. C., Abbott, M. M., *Introduction to Chemical Engineering Thermodynamics*, 7th ed., McGraw-Hill, New York, (2005).