



## 한국의 천연가스 도시정압기지에서 감압에너지 회수에 대한 타당성 연구

유한빛 · 홍성호\* · 김 효<sup>†</sup>

서울시립대학교 화학공학과, \*신라대학교 에너지환경공학과  
(2015년 4월 17일 접수, 2015년 5월 28일 수정, 2015년 5월 29일 채택)

### Feasibility Study of Pressure Letdown Energy Recovery from the Natural Gas Pressure Reduction Stations in South Korea

Han Bit Yoo · Seongho Hong\* · <sup>†</sup>Hyo Kim

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

*\*Dept. of Energy & Environment Engineering, Silla University, Busan, Korea*

*(Received April 17, 2015; Revised May 28, 2015; Accepted May 29, 2015)*

#### 요약

한국에서 소비되는 대부분의 천연가스는 배관을 통한 수송을 위하여 높은 압력으로 압축되고, 수요처에 공급되기 전에 정압기지에서 다시 감압된다. 감압과정에서 간단하고 효율적인 설치를 위해 팽창밸브가 사용되었으나 팽창밸브에서는 압축을 통해 회수되는 에너지가 없다. 따라서 팽창밸브와 동일한 감압 기능을 수행하면서 압력에너지를 축일로 회수하여 전력을 생산할 수 있는 터보팽창기가 팽창밸브의 대안으로 제시되었다. 본 연구에서는 중압 정압기지에서의 팽창밸브의 평균 입구, 출구 압력조건인 68.7 bar에서 23 bar로 감압될 때 입구의 온도, 유량조건에 따라서 생산 가능한 전력을 이론적으로 계산하였다. Peng-Robinson 상태방정식을 이용하여 천연가스를 순수한 메탄으로 고려한 경우와 소량의 질소와 탄화수소의 혼합물로 고려한 경우에 대한 열역학적 물성을 계산하였다. 2013년 공급량을 기준으로 터보팽창기 도입을 통해 회수 가능한 이론적인 최대 전력생산량은 순수한 메탄의 경우 1596 MW, 혼합물의 경우 1567 MW로 추산되었다.

**Abstract** - Almost all of the natural gas consumed in South Korea is compressed into very high pressure for the transportation through the underground pipelines, then reduced in pressure regulation stations before delivery to the consumer. For pressure reduction, expansion valves have been used due to the simple and effective installation, but recover none of the energy in the gas during compression. Hence, turbo-expanders are proposed instead of the valves to accomplish the same pressure letdown function and recover some of the compression energy in the form of shaft work converting into electric powers. Here we have theoretically calculated the electric powers at the pressure reduction from 68.7 bar to 23 bar (which are the average values taken at the inlet and outlet points of the expansion valve in medium-pressure regulation stations) according to the inlet conditions of temperature and flow rate. The natural gas is considered as two cases of a pure methane and the mixture of hydrocarbons with a very small amount of nitrogen, and the Peng-Robinson equation of state is employed for the calculation of required thermodynamic properties. The electric energy is recovered as much as 1596 MW(methane) and 1567 MW(mixture) based on the total supply of natural gas in 2013.

**Key words** : natural gas, turbo-expander, pressure reduction, energy recovery, thermodynamic properties

<sup>†</sup>Corresponding author:hkim@uos.ac.kr

Copyright © 2015 by The Korean Institute of Gas

## I. 서론

한국은 편리하고 깨끗한 국민연료를 보급하기 위하여 1986년부터 액화천연가스(LNG)를 수입하고 배관시스템을 구축하여 도시가스로 공급하기 시작했다. 천연가스는 전 세계적으로 매장량이 풍부하고 그 분포가 석유와 같이 일정지역에 집중되어 있지 않아 수입과 공급의 안정성이 확보된 에너지원으로 각광을 받아오고 있다. 한국은 세계 각지의 천연가스 생산국으로부터 LNG를 수입하여 3개의 생산기지에 액체 상태로 저장한 후 공급 전에 기화시켜 전국 배관망으로 송출시킨다.

Fig. 1에서처럼 천연가스는 배관을 통해 장거리를 이동하기 위해 생산지에서 압축기를 이용하여 68.7 bar로 압축 후에 송출된다. 고압의 천연가스는 중압 정압기지에서 1차적으로 23 bar로 감압되고 저압 정압기지에서는 2차적으로 8 bar로 감압되어 각 수요처에서 요구하는 압력에 맞게 공급된다. 한국의 정압기지에서는 천연가스를 감압하기 위해 팽창밸브를 이용한다. 팽창밸브를 이용한 감압시스템에서는 천연가스의 압력에너지가 감압과 동시에 손실되어 생산지에서 압축할 때 사용된 에너지를 회수하지 못한다. 한국에서 산업, 발전, 난방연료로써 사용되는 천연가스의 양을 고려했을 때 감압 시 손실되는 에너지가 적지 않다. 따라서 새로운 감압시스템 도입을 통해 손실되는 압력에너지를 회수한다면 경제적, 환경적으로 큰 이득을 가져올 수 있다.

감압과정에서 터보팽창기 설치를 통한 에너지회수는 천연가스 산업의 큰 관심사이며 그 적용이 늘어나고 있는 추세이다. 세계 각국은 천연가스 감압 시스템에 터보팽창기를 이용하여 에너지를 회수하

고자 했다. 이러한 시도로 1980년대에 들어 미국에서는 터보팽창기를 통해 압력에너지를 전기에너지로 회수하기 시작하였다[1]. 최근에는 미국 전역에서 회수 가능한 잠재적 에너지를 추정하였고, 선진국을 중심으로 설치, 운용 중에 있다[2]. 또한 여러 국가에서 연간 회수 가능한 잠재적 에너지가 보고되었다[3-5].

한국의 경우 터보팽창기 설치를 통해 잠재적으로 회수 할 수 있는 에너지에 대한 연구가 진행되지 않았다. 터보팽창기를 사용한 천연가스의 압력에너지 회수는 천연가스의 유량, 압력 비, 온도 등에 따라 달라지기 때문에 다른 국가의 조건에 맞춰 진행된 연구결과를 한국에 적용할 수 없다[6]. 따라서 한국의 정압기지에 터보팽창기를 설치하기에 앞서 타당성 연구가 선행되어야 한다.

본 연구에서는 2013년 한 해 동안 한국에서 사용된 천연가스 38,444,897 ton에 대하여 중압 정압기지에서 터보팽창기 설치를 통해 생산 가능한 전력을 계산한다. 특히 터보팽창기를 활용한 압력에너지 회수에 대한 선행연구들을 살펴보았을 때 계산의 편의를 위해 천연가스를 이상기체로 가정하거나, 순수한 메탄으로 간주하여 계산하는 경우가 많다. 하지만 고압의 천연가스는 이상적인 상태에서 벗어나 있을 것이며, 메탄을 주성분으로 하는 혼합가스이기 때문에 순수한 메탄으로 간주하여 계산한 결과는 실제 물리량과 차이가 있을 수 있다. 본 연구에서는 Peng-Robinson 상태방정식을 사용하여 이상적인 상태에서 벗어난 정도를 고려하였으며, 순수한 메탄에 대한 열역학적 물성을 계산하고 실제 천연가스 조성에 대한 혼합물성을 고려하여 계산 후 비교한다.

본 논문에서는 정압기지에서 터보팽창기 설치를 통해 회수 가능한 전력을 계산하는 식의 열역학적 근거를 제시하고, 터보팽창기를 한국의 감압시스템에 적용시킨다. 온도, 압력과 생산 가능한 일의 관계를 살펴본 후 한국에서 연간 회수 가능한 최대 전력을 이론적으로 계산하였다. 계산결과를 바탕으로 한국의 정압기지에 터보팽창기 감압시스템을 도입하는 것이 타당하다는 것을 밝힌다.

## II. 열역학적 고찰

### 2.1. 팽창밸브

팽창밸브란 고압의 기체를 저압으로 감압하여 방출하는 밸브로 한국의 정압기지에서는 팽창밸브를 이용하여 천연가스를 감압한다. 정상상태의 열린계에서 에너지수지 식은 다음과 같다.

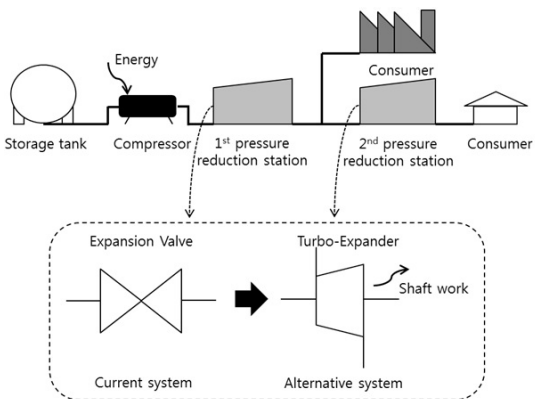


Fig. 1. Natural gas distribution process.

$$\Delta\left[\left(H+\frac{1}{2}u^2+zg\right)\dot{m}\right]=\dot{Q}+\dot{W}_s \quad (1)$$

위 식에서  $H(\text{J/gmol})$ 는 엔탈피,  $u(\text{m/s})$ 는 속도,  $z(\text{m})$ 는 높이,  $g(\text{m/s}^2)$ 는 중력가속도,  $\dot{m}(\text{gmol/s})$ 은 몰유속,  $\dot{Q}(\text{J/s})$ 은 열전달률,  $\dot{W}_s(\text{J/s})$ 는 일률이다. 팽창밸브를 통한 외부로부터 열과 일의 출입이 없고 위치에너지와 운동에너지의 변화가 무시할 만하다고 가정하면 팽창밸브 내에서 천연가스의 팽창은 등엔탈피 과정으로 식(1)은

$$\Delta H=0 \quad (2)$$

으로 표현되며 팽창밸브를 통한 일 생산은 없다. 이 과정에서 생산기지에서 천연가스 압축을 위해 사용된 에너지가 손실된다. 엔탈피는 천연가스의 온도와 압력으로 계산할 수 있고, 등엔탈피 조건으로 팽창밸브의 전단 또는 후단에서 변수가 되는 온도, 압력을 계산할 수 있다.

## 2.2. 터보팽창기

팽창밸브와 달리 터보팽창기는 감압과정에서 천연가스의 압력에너지를 이용해 일을 생산할 수 있다. 터보팽창기는 노즐과 회전날개로 구성되어 있다. 고압의 천연가스는 노즐에서 팽창하면서 엔탈피가 운동에너지로 전환되어 높은 속도로 회전날개에 힘을 전달하고 그 힘에 의해 회전하며 축일을 생산한다.

터보팽창기를 통한 외부로부터 열의 출입이 없고 위치에너지와 운동에너지의 변화가 무시할 만하다고 가정하면 에너지수지 식 (1)은

$$\Delta\dot{m}H=\dot{W}_s \quad (3)$$

으로 표현되며 생산되는 일은 터보팽창기의 입구와 출구의 엔탈피 차이로 계산할 수 있고, 터보팽창기의 전단 또는 후단에서 변수가 되는 온도, 압력은 등엔트로피 조건으로 계산할 수 있다.

터보팽창기에서 엔탈피 차이로 계산된 축일은 마찰로 인한 에너지 손실이 없는 가역적인 과정으로 생산 가능한 일이다. 실제 생산 가능한 일은 이상적인 일에 터보팽창기의 효율을 곱하여 구한다.

$$\dot{W}=\eta_{Turbo}\cdot\dot{W}_{ideal} \quad (4)$$

위 식에서  $\eta_{Turbo}$ 는 터보팽창기의 효율이며  $\dot{W}_{ideal}$

는 등엔트로피 팽창을 통해 이상적으로 생산 가능한 일이다. 터보팽창기에서 전환된 기계에너지는 기어박스과 제너레이터를 통해 전기에너지로 전환된다. 생산 가능한 전력은 기어박스과 제너레이터의 효율을 곱하여 구한다.

$$E=\eta_{GT}\cdot\eta_{GB}\cdot\eta_{Turbo}\cdot\dot{W}_{ideal} \quad (5)$$

위 식에서  $\eta_{GT}$ ,  $\eta_{GB}$ 는 제너레이터, 기어박스의 효율이다.

## 2.3. 온도강하 보상

천연가스가 팽창밸브에서 등엔탈피 팽창을 할 때 Joule-Thomson 효과에 의해 천연가스의 온도가 변화한다. Joule-Thomson 계수가 양수인지 음수인지에 따라 압력이 감소할 때 온도가 감소하거나 증가할 수 있다. 정압기지에서 감압이 이뤄지는 조건에서 천연가스의 Joule-Thomson 계수는 양수로 천연가스가 팽창함에 따라 온도가 낮아진다[7]. 천연가스가 터보팽창기에서 등엔트로피 팽창을 할 때 내부 에너지가 일로 전환되기 때문에 등엔탈피 팽창을 할 때보다 더 큰 온도강하가 일어난다.

천연가스의 팽창에 의한 온도강하는 감압시스템에 여러 가지 문제를 일으킨다. 천연가스의 온도가 0 ℃이하로 낮아질 경우 천연가스의 일부 성분이 응축되어 감압시스템의 밸브, 터빈, 배관 등에 직접적인 파손을 입힐 수 있고, 낮은 온도로 인해 시스템에 결빙현상이 발생할 수 있다. 또한 낮은 온도에서 천연가스 내의 물과 탄화수소가 수화물을 형성한다[8]. 따라서 천연가스를 감압하기 전에 보일러를 통해 예열을 해줘야만 온도강하로 인해 일어날 수 있는 문제들을 피할 수 있다. 감압 후에 가열을 하면 감압 중에 온도가 낮아져 위의 문제들이 발생할 수 있기 때문에 적절한 출구온도를 설정하여 감압시스템 전체에 걸쳐 그 온도 이하로 내려가지 않게 해야 한다.

## 2.4. 열효율

보일러에서 예열에 필요한 열량(Q)과 터보팽창기를 통해 생산된 일(W)의 관계를 열효율 관점에서 바라볼 수 있다.

$$\eta=\frac{W}{Q} \quad (6)$$

열효율( $\eta$ )은 투입 에너지 대비 생산에너지의 비율로 보일러에서 천연가스의 연소로 발생시킨 열에너지가 투입 에너지이며 터보팽창기에서 발생하는

일이 생산 에너지이다.

### 2.5. Peng-Robinson 상태방정식

탄화수소와 질소의 혼합물인 천연가스의 열역학적 물성을 계산하기 위하여 3차 상태방정식을 이용한다. Peng, Robinson의 연구에 따르면 탄화수소와 질소를 포함하는 비극성 물질에 대해서 Peng-Robinson(PR) 상태방정식은 열역학적 물성 예측에 높은 정확도를 가지고 있다[9]. PR 상태방정식은 다음과 같다.

$$P = \frac{RT}{V-b} - \frac{a(T)}{V(V+b)+b(V-b)} \quad (7)$$

$$a(T) = 0.45724 \frac{R^2 T_C^2}{P_C} \alpha(T) \quad (8)$$

$$b = 0.07780 \frac{RT_C}{P_C} \quad (9)$$

$$\alpha(T) = \left[ 1 + \kappa \left( 1 - \sqrt{\frac{T}{T_c}} \right) \right]^2 \quad (10)$$

$$\kappa = 0.37464 + 1.54226\omega - 0.26992\omega^2 \quad (11)$$

여기서  $P(\text{bar})$ 는 압력,  $T(\text{K})$ 는 온도,  $V(\text{m}^3/\text{gmol})$ ,  $R(\text{J}/\text{gmol}\cdot\text{K})$ ,  $\omega$ 는 acentric factor이다. 아래 첨자  $c$ 는 임계상태를 나타낸다.

### 2.6. 열역학적 물성 계산

실제 기체의 엔탈피( $H$ )와 엔트로피( $S$ ) 값은 이상상태 값과 잔류성질(residual property)의 합으로 구한다.

$$H = H^{ig} + H^R \quad (12)$$

$$S = S^{ig} + S^R \quad (13)$$

위 첨자  $ig$ 는 이상상태 값,  $R$ 은 잔류성질 값을 나타낸다. 잔류성질이란 실제 기체가 이상상태로부터 벗어난 정도를 나타내는 값이고, 위 식의 값들은 다음과 같이 표시된다[10].

$$H^{ig} = H_0^{ig} + \int_{T_0}^T C_p^{ig} dT \quad (14)$$

$$S^{ig} = S_0^{ig} + \int_{T_0}^T C_p^{ig} \frac{dT}{T} - R \ln \frac{P}{P_0} \quad (15)$$

$$\frac{H^R}{RT} = -T \int_0^P \left( \frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \frac{dP}{P} \quad (16)$$

$$\frac{S^R}{R} = -T \int_0^P \left( \frac{\partial Z}{\partial T} \right)_P \frac{dP}{P} - \int_0^P (Z-1) \frac{dP}{P} \quad (17)$$

여기서  $C_p(\text{J}/\text{gmol}\cdot\text{K})$ 와  $Z$ 는 열용량과 압축인자이고, 아래 첨자 0은 기준온도, 압력을 나타낸다. 잔류성질의 계산에 필요한 압축인자를 계산하기 위해 PR 상태방정식을 이용한다.

### 2.7. 혼합가스 물성 산출

실제 천연가스의 엔탈피와 엔트로피를 계산하기 위해서는 천연가스의 조성을 고려하여 혼합효과를 계산해야 한다.

이상기체의 혼합효과는 혼합물의 열용량을 구하여 식 (14), (15)를 통해 계산한다. 혼합물의 열용량은 순수 물질의 이상기체 열용량에 선형 혼합규칙을 적용하여 계산한다[10].

$$C_p^{ig} \text{ mixture} = \sum_i^n y_i C_p^{ig} \quad (18)$$

$y_i$ 는 순수 물질의 몰분율이다. 잔류성질의 혼합효과는 혼합물에 대한 PR 상태방정식으로 계산한다.

$$P = \frac{RT}{V-b_{mix}} - \frac{a_{mix}(T)}{V(V+b_{mix})+b_{mix}(V-b_{mix})} \quad (19)$$

위 식에서의 혼합물 매개변수  $a_{mix}$ ,  $b_{mix}$ 는 순수 물질의 매개변수에 van der Waals 혼합규칙을 적용하여 구한다[11].

$$a_{mix} = \sum_i^n \sum_j^n y_i y_j a_{ij} \quad (20)$$

$$b_{mix} = \sum_i^n y_i b_i \quad (21)$$

$$a_{ij} = a_{ji} = \sqrt{a_{ii} a_{jj}} (1 - k_{ij}) \quad (22)$$

여기서  $k_{ij}$ 는 PR 상태방정식의 이성분 상호작용 매개변수이며 계산에 사용한 값을 Table 1에 정리했다.

**Table 1.** Binary interaction parameter[11]

	CH <sub>4</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	i-C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	n-C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	i-C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	N <sub>2</sub>
CH <sub>4</sub>	0	-0.003	0.016	0.026	0.019	-0.006	0.03
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	-0.003	0	0.001	-0.007	0.01	0	0.044
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	0.016	0.001	0	-0.007	0.003	0.011	0.09
i-C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0.026	-0.007	-0.007	0	0	0	0.1
n-C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	0.019	0.01	0.003	0	0	0	0.087
i-C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	-0.006	0	0.011	0	0	0	0.092
N <sub>2</sub>	0.03	0.044	0.09	0.1	0.087	0.092	0

### III. 시뮬레이션

#### 3.1. 감압시스템

기존의 감압시스템은 정압보일러, 열교환기, 팽창밸브로 구성되어 천연가스를 감압한다(Fig. 2). 팽창밸브 대신 터보팽창기를 사용하면 감압과정에서 일을 생산할 수 있다. 터보팽창기에서 생산되는 일은 기계에너지로 기어박스과 제너레이터를 통해 전기에너지로 전환된다(Fig. 3).

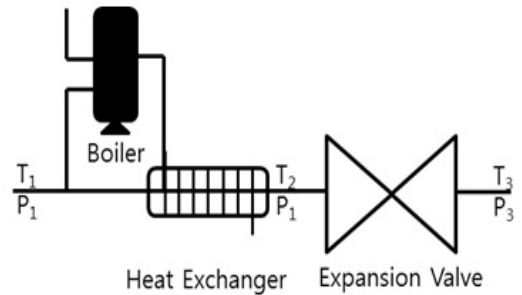
아래 첨자 1, 2, 3은 각각 입구, 예열 후, 출구의 상태를 나타낸다.

#### 3.2. 시뮬레이션 조건

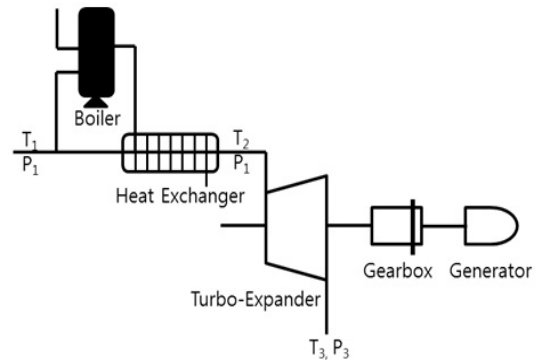
한국은 계절의 변화에 따른 온도변화가 뚜렷하여 천연가스의 공급온도가 계절에 따라 다르다. 날씨가 추운 겨울의 경우 난방에 사용되는 천연가스가 많아져 계절변화에 따른 유량의 변화 또한 크다. 터보팽창기를 통한 전력 회수량은 감압되는 천연가스의 온도, 압력, 유량에 따라 달라진다. 또한 천연가스의 혼합물성은 천연가스의 조성에 따라 달라진다. 2013년에 사용된 천연가스에 대하여 회수 가능한 전력을

**Table 2.** Average compositions of natural gas consumed in 2013

Component	Composition (mol%)
Methane	91.84
Ethane	5.7
Propane	1.6
Isobutane	0.32
Nomalbutane	0.35
Isopentane	0.02
Nitrogen	0.17



**Fig. 2.** Expansion valve pressure reduction system.



**Fig. 3.** Turbo-Expander pressure reduction system.

**Table 3.** Natural gas temperature and pressure in pressure reduction system

Inlet gas properties		Outlet gas properties	
Temperature(K)	Pressure(Bar)	Temperature(K)	Pressure(Bar)
Delivery Temperature	68.7	276.15	23

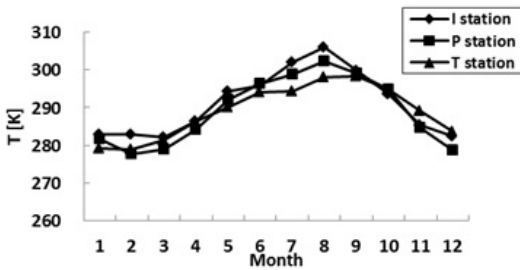


Fig. 4. Monthly natural gas delivery temperatures in 2013.

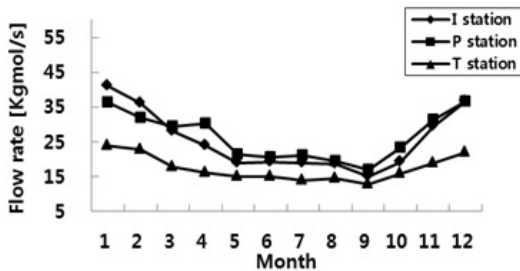


Fig. 5. Monthly natural gas flow rates in 2013.

계산하기 위해 한국가스공사로부터 2013년에 생산된 천연가스의 조성(Table 2), 공급 온도(Fig. 4), 유량(Fig. 5)을 조사했다.

계산에 사용된 입구와 출구의 온도, 압력 조건을 Table 3에 정리했다. 계산은 순수한 메탄과 혼합물에 대해 각각 수행했다.

## IV. 결과 및 고찰

### 4.1. P-V 선도

PR 상태방정식을 통해 276.15 K에서 메탄, 에탄, 혼합물의 P-V 선도를 그린 결과는 Fig. 6과 같다. 3차 상태방정식을 통해 P-V 선도를 그리면 메탄과 같이 단순 감소하거나 에탄과 같이 변곡점을 가지는 선도가 그려진다. 단순 감소하는 선도는 임계온도 이상에서 기체로 존재하는 상태를 나타낸다. 등압선과 만나는 부피가 기체의 부피이다. 변곡점을 가지는 선도는 임계온도 이하에서 기체와 액체가 상평형을 이루는 상태를 나타낸다. 등압선과 만나는 왼쪽 부피가 액체의 부피이고 오른쪽 부피가 기체의 부피이다. 중간 부피는 물리적 의미가 없다.

Fig. 6을 살펴보면 혼합물은 276.15 K에서 임계온도 이상의 상태로 존재한다. 따라서 감압시스템의 온도범위에서 혼합물은 항상 기체로 존재하는 것을

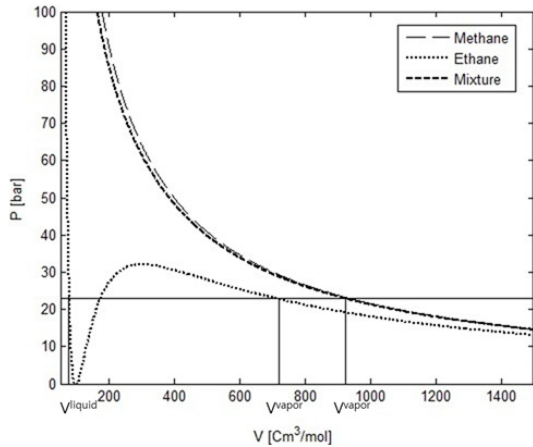


Fig. 6. P-V diagram for methane, ethane and mixture at 276.15 K.

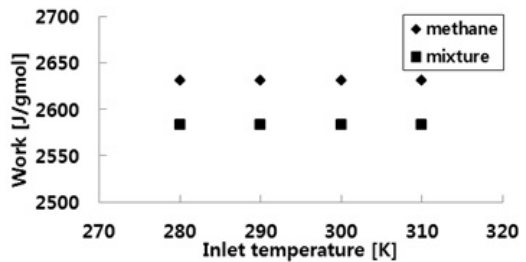


Fig. 7. Work generation corresponding to the inlet temperature( $T_1$ ) changes.

확인할 수 있다.

### 4.2. 입구온도와 일 생산

천연가스의 입구 압력( $P_1$ ), 출구 온도( $T_3$ ), 출구 압력( $P_3$ )을 고정했을 때 입구 온도와 생산되는 일의 관계를 계산했다.

Fig. 7에서 입구 온도가 변화함에도 불구하고 일은 메탄의 경우 2630 J/gmol, 천연가스의 경우 2593 J/gmol로 일정하다.  $P_1$ ,  $T_3$ ,  $P_3$ 가 고정되어 있을 때, 등엔트로피 조건으로  $T_2$ 를 계산하기 때문에  $T_1$ 과는 관계없이  $T_2$ 가 일정한 값을 가진다. 따라서 엔탈피 차이로 계산되는 일이 일정하다.

열용량의 차이와 비이상성의 차이로 인해 메탄과 혼합물간의 엔탈피의 차이가 생긴다. Fig. 7에서 혼합물의 열용량이 메탄보다 크기 때문에 이상기체 엔탈피 차이는 혼합물이 더 크지만 혼합물의 비이상성이 메탄보다 커서 잔류 엔탈피 차이가 이상기체 엔탈피 차이보다 더 작아져 생산되는 일이 혼합물에서 작다.

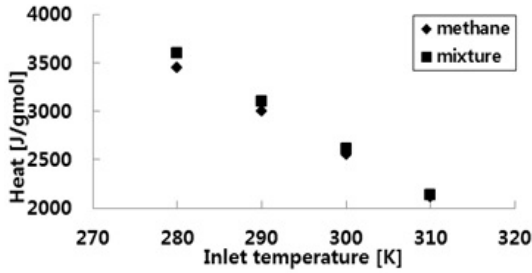


Fig. 8. Necessary heat in boiler corresponding to the inlet temperature( $T_1$ ) changes.

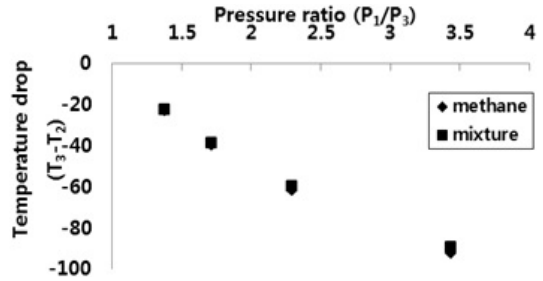


Fig. 11. Temperature drop( $T_3-T_2$ ) corresponding to the pressure ratio( $P_1/P_3$ ) changes.

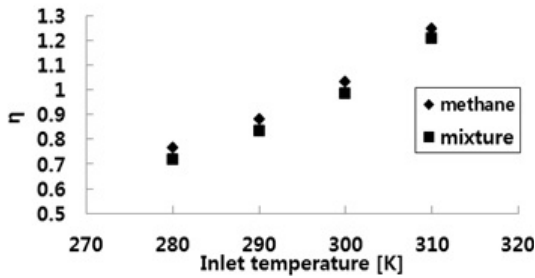


Fig. 9. Thermal efficiency( $\eta$ ) corresponding to the inlet temperature( $T_1$ ) changes.

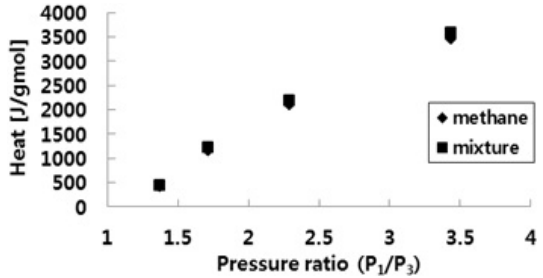


Fig. 12. Necessary heat in boiler corresponding to the pressure ratio( $P_1/P_3$ ) changes.

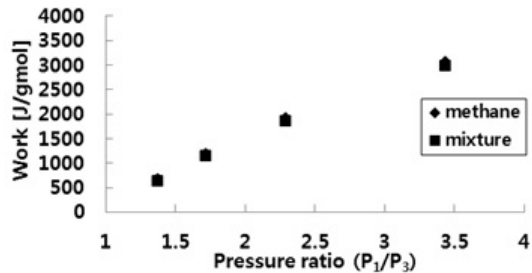


Fig. 10. Work generation corresponding to the pressure ratio( $P_1/P_3$ ) changes.

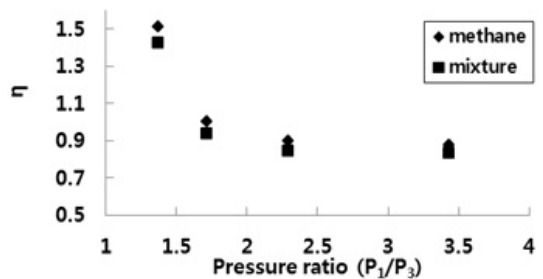


Fig. 13. Thermal efficiency( $\eta$ ) corresponding to the pressure ratio( $P_1/P_3$ ) changes.

Fig. 8에서 입구의 온도가 높을수록  $T_2$ 와  $T_1$ 의 차이가 줄어들어 보일러에서 예열을 해주어야 하는 열량이 줄어든다. 따라서 Fig. 9에서처럼 입구온도가 높을수록 열효율 측면에서 바람직하다.

### 4.3. 입력 비와 일 생산

천연가스의 입구 압력( $P_1$ )을 고정하고 출구 압력( $P_3$ )을 변화시켰을 때의 압력 비와 생산되는 일의 관계를 계산했다. 입구의 온도( $T_1$ )는 국내 연간 평균값

인 290 K을 사용했다.

Fig. 10에서 감압이 많이 이뤄질수록 생산되는 일의 양은 많다. 하지만 Fig. 11에서처럼 팽창을 하면서 온도강하가 크게 일어난다. 따라서 보일러에서 예열을 해줘야 하는 열량이 늘어난다(Fig. 12). 압력 비의 증가에 따라 일의 생산량의 증가보다 보일러에서 필요한 열량의 증가가 더 커져서 열효율은 감소하지만 23 bar로 감압을 해줄 경우(압력 비 2.99)에도 0.8이상의 높은 열효율을 가진다(Fig. 13).

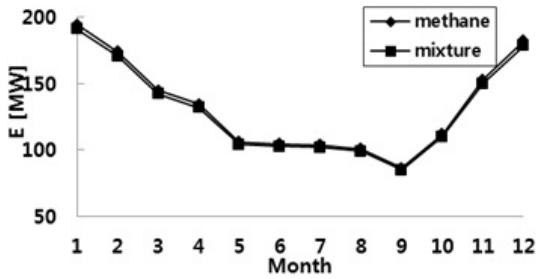


Fig. 14. Calculated electricity power generation based on the monthly natural gas supplies in 2013, Korea.

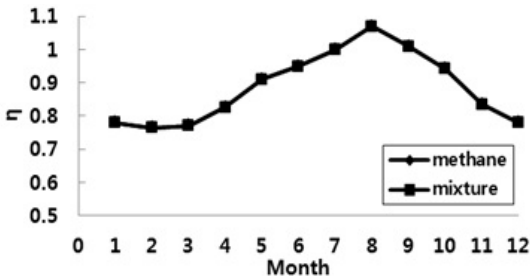


Fig. 15. Thermal efficiency( $\eta$ ) based on the monthly natural gas supplies in 2013, Korea.

4.4. 생산 가능한 잠재 전력량

$\eta_{Turbo}$ ,  $\eta_{GT}$ ,  $\eta_{GB}$ 의 값들을 0.9라 가정을 하고 2013년 한 해 동안 국내에서 공급된 전체 천연가스에 대해 중압 정압기지에서 생산 가능한 전력(Fig. 14)과 열효율(Fig. 15)을 월별로 계산하였다.

입구와 출구의 온도, 압력이 결정된 상태에서 전력 생산은 유량에 따라 달라지기 때문에 계절별로 달라지는 유량변화에 따라 전력이 생산되는 것을 알 수 있다. 월별 생산량을 더해 연간 생산량을 계산하면 메탄의 경우 1596 MW, 천연가스의 경우 1567 MW의 전력을 생산할 수 있다. 이는 500 MW급 화력 발전기 3기에 해당하는 설비용량으로 수도권 전력 사용량의 약 7.5 %를 대체할 수 있는 양이다.

V. 결론

천연가스 정압기지에서 터보팽창기를 사용하여 회수 가능한 전력을 계산하기 위한 열역학적 근거를 제시하고 연간 회수 가능한 전력을 계산했다.

순수한 메탄과 천연가스 혼합물에 대해서 수행한 계산 결과를 살펴보았을 때 비이상성으로부터 기인

한 엔탈피, 엔트로피의 차이가 있다. 본 연구에서 사용한 천연가스는 메탄의 조성이 90%이상으로 메탄의 조성이 더 낮은 천연가스의 경우 이 차이는 더 커질 것이다. 따라서 천연가스에 대한 열역학적 물성을 계산할 때에 실제 조성을 고려하여 혼합물에 대해 계산해야 한다.

감압시스템으로 들어오는 천연가스의 입구 온도에 따라 예열에 필요한 열량이 달라지기 때문에 입구온도가 높을수록 열효율이 좋다. 감압을 많이 시킬수록 생산가능한 일의 양이 많아진다. 하지만 동시에 온도강하가 크게 일어나기 때문에 예열량이 늘어나서 열효율은 낮아진다. 입구 온도와 압력 비에 따라서 열효율이 결정되기 때문에 열효율은 정압기 지 선정의 기준이 될 수 있다. 특히 예열에 필요한 열원을 천연가스의 연소 대신 발전소의 폐열과 같은 버려지는 열을 사용한다면 더 효율적으로 에너지를 회수할 수 있다.

한국에서 2013년 한 해 동안 중압 정압기지에서 천연가스 감압 에너지로부터 이론적으로 최대 생산 가능한 전력은 1567 MW이다. 실제 정압기지에서는 생산기지와외의 거리에 따른 압력손실, 지역별 천연가스 수요량, 계절별 온도 차이 때문에 감압조건이 달라져서 실제 생산 가능한 전력은 최대 생산량의 일부일 것이다. 그럼에도 불구하고 상당한 양의 에너지를 생산할 수 있어 전력수급에 도움이 될 것이다. 생산된 전력은 손실되는 에너지를 회수할 수 있다는 점에서 매우 바람직하다. 또한 계산을 통해 발전량이 예측 가능한 효율적인 에너지이다. 따라서 천연가스 감압시스템에 터보팽창기 도입을 통해 에너지를 회수하려는 노력이 필요하다.

감사의 글

이 논문은 2014년도 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 Reduction 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., "Electricity Generation by Using Turbo-Expander in Natural Gas Pressure Reduction Stations in Republic of Korea", Proceedings of the Annual Fall Meeting of KICHe 2014, 273, (2014).
- [7] Maric, I., "The Joule-Thomson effect in natural gas flow-rate measurements", *Flow Measurement and Instrumentation*, **16**, 387-395, (2005).
- [8] Fattah, K. A. A., "Evaluation of Empirical Correlations for Natural Gas Hydrate Predictions", *Oil and Gas Business*, **55**(11), 467-472, (2004).
- [9] Peng, D. Y., and Robinson, D. B., "A New Two-Constant Equation of State", *Ind. Eng. Chem. Fundamen.*, **15**(1), 59-64, (1976).
- [10] Smith, J. M., Van Ness, H. C., Abbott, M. M., *Introduction to Chemical Engineering Thermodynamics*, 7th ed., McGraw-Hill, New York, (2005).
- [11] Sandler, S. I., *Chemical and Engineering Thermodynamics*, 3rd ed., Wiley, New Jersey, (1998).