



## 냉매사이클과 열매체유 순환을 활용한 액화공기에너지저장 시스템 공정모사 연구

†장순남 · 박종포

고등기술연구원

(2018년 5월 7일 접수, 2018년 8월 22일 수정, 2018년 8월 23일 채택)

## Simulation Study on Liquid Air Energy Storage (LAES) System using Dual Refrigeration Cycles and Thermal Oil Circulation

†Soonnam Jang · Jongpo Park

Plant Engineering Center, Institute for Advanced Engineering, Yongin 17180, Korea

(Received May 7, 2018; Revised August 22, 2018; Accepted August 23, 2018)

### 요약

잉여전력 등을 활용한 에너지저장시스템 분야에 기술에 관심이 집중되고 혁신적인 기술진보가 이루어지고 있다. 다양한 에너지저장시스템 분야 중 가스액화 방식을 활용한 액화공기에너지저장 시스템은 상당히 성숙된 기술로 알려져 있고, 높은 단위 에너지 밀도와 설치에 따른 지형적 제약이 거의 없으며 수명이 긴 저장 시스템이라는 많은 장점에도 불구하고, 단일공정 (공기액화-재기화 사이클)의 낮은 사이클 효율로 인해 상업화에 한계가 있었다. 본 연구에서는 낮은 사이클 효율을 개선하고자 2종류의 냉매(R-600a 와 메탄올)을 이용한 냉매 사이클을 공기 액화 공정에 활용하여 사이클 효율을 향상시키고, 공기 압축시 발생하는 압축열을 열매체유 순환 사이클에 이용하여 이를 액화공기 재기화 공정의 터빈 입구 온도를 높이는데 활용하여 전력생산량을 추가적으로 증가시킴으로써 사이클 효율을 획기적으로 향상시킬 수 있는 가능성을 Aspen HYSYS 공정 모사 프로그램을 활용하여 확인하였다.

**Abstract** - Innovative technical process for Energy Storage System (ESS), Liquid Air Energy Storage system (LAES) is mature technologies based on the gas liquefaction process. In spite of many advantages such as high energy density, no geographical constraints, low investment costs and long useful life, the system has not yet widely commercialized due to low round trip efficiency. To improve RTE and acquire high yield of liquid air, various configurations of LAES process have been considered. In this research, dual refrigerants cycle (R-600a and methanol) for air liquefaction and thermal oil circulation for power generation via liquid air gasification have been applied to improve cycle performance significantly using Aspen HYSYS simulator.

**Key words** : Liquid Air Energy Storage (LAES), Energy Storage System (ESS), Dual Refrigerant cycle, Thermal Oil Circulation, Power Generation

### 1. 서론

전 세계적으로 신재생에너지 증가에 따른 잉여 전력의 활용과 기저전력의 잉여로 인해 발생하는 전력을 잘 저장하고 활용하는 기술에 대한 관심이

집중되고 있으며[2]. 입지환경이나 자연조건에 크게 영향을 받아 출력 변동이 심한 신재생에너지로부터는 안정적인 전력 공급이 어렵다. 특히 에너지 생산 시점과 소비자의 수요 시점의 시간차가 발생하게 되어 신재생에너지 보급 활성화를 위해서 필연적으로 에너지저장시스템(ESS; Energy Storage System)의 중요성은 대두되고 있다. 신재생에너지의 증가는 ESS 시스템의 당연성과 관련 기술 개발과

†Corresponding author:snjang@iae.re.kr

Copyright © 2018 by The Korean Institute of Gas

밀접한 관계라고 할 수 있다[2]. 다양한 ESS 기술 중 본 논문에서는 이용 자원이 무한하며, 단위 용적당 에너지 밀도가 높고, 수kW~수GW에 이르는 중·대용량 전력 생산이 가능하며 균등화발전비용 (Levelized Cost of Energy, LCOE) 가 낮아 에너지 시장에서 성장 가능성이 기대되는 친환경 액화 공기에너지저장시스템 (LAES system ; Liquid Air Energy Storage System)에 대해 논의하고자 한다 [4]. LAES 는 전력수요가 낮을 때 잉여 전력을 활용하여 공기를 액화 및 액화공기 형태로 저장해 두었다가 전력 요구시 액화공기의 재기화 공정을 통해 전력을 생산하는 간단한 공정으로 알려져 있으나, 액화 및 재기화 공정에서 소모되는 많은 엑서지(Exergy) 손실로 인해 단독 공정(standalone)으로 구성된 실증 플랜트의 경우 실제 효율은 8~10% 내외로 보고되고 있다[1,3,5,14]. 본 연구는 기존의 단독공정을 기반으로 하는 LAES system에 공정 흐름에 변수를 주어 사이클의 효율을 향상시키고, 시스템 유틸리티 사용량을 줄임으로써 공정 최적화, 경제성 향상 효과를 기대할 수 있는 공정에 대해 논의한다. 특히, 유틸리티 사용량을 최소화하면서 사이클 효율을 향상시키는 방법으로써 극저온의 공기 액화 공정(-194℃, 1 bar 기준)을 개선하는 연구와 재기화 공정을 개선하는 연구를 진행하였다. 일반적인 액화공정에는 주로 프로판이나 내매체 등의 열교환매체를 사용한다[6]. 보통 두 개나 그 이상의 열교환기를 순차적으로 연결하여 단계적으로 열교환하여 액화시키는 방식을 사용하는 경우가 많으나 본 공정모사 연구에서는 하나의 극저온열교환기를 이용하여 두 종류의 다른 냉매체를 각기 다른 경로로 유입시켜 효율적으로 공기를 냉각시키는 방법을 적용하였다. 본 공정을 본 연구의 기본공정으로 한다. 두번째로, 공기액화 공정 시 사용되는 공기압축기 중간 냉각기(air compressor intercooler)에서 발생하는 열을 열매체유를 가열시키는 열원으로 활용함으로써 가열된 열매체유가 폐쇄회로를 순환하면서 가스 터빈 전단의 공기와 열교환을 통해 터빈 입구 온도를 추가적으로 높임으로써 발전 효율을 획기적으로 향상시키는 방법을 검토하고자 하였다.

## 2. 공정 조건

### 2.1 공정 개요

공기액화 및 재기화 공정 모사에 Aspen HYSYS Process simulation package (v8.8) 를 활용하였다 [10,11]. Fluid package는 Peng-Robinson Equation of State (PR-EOS) 를 사용하였으며, 유입 공기 조

성은 자연 공기이며 온도 15℃, 압력100 kpa 로 하였다. 기본공정 (Figure 1)에 따른 각 장비의 기본 효율 및 변수 조건은 Table 1와 같이 가정한다. 장비 실제 효율은 플랜트 설계 시 제공 계산서에 따라 성능 곡선 입력을 통해 재확인이 가능하나, 본 공정 모사 단계에서는 일반적으로 알려진 효율을 사용한다.

### 2.2 기본공정

Figure 1 은 Aspen HYSYS 를 통한 공정을 Microsoft Visio 를 활용, 간단히 도식화된 LAES의 기본공정을 나타낸다. LAES 공정은 크게 두 단계로 나눌 수 있는데, 먼저, 공정 상단부의 ‘공기액화공정 (Air Liquefaction Process)’은 전력수요가 낮을 때의 잉여전력을 공기 압축에 활용하는 공정으로, 상온/상압의 공기를 다단 공기압축기(101/102/103)를 통해 압력을 기존 상압에서 12,000 kpa 까지 높인다. 공기 압축기 단수 및 최종 토출 압력은 다양하게 고려될 수 있으나, 본 논문에서는 3단 공기 압축과 12,000kpa 토출압으로 압축비는 120/1로 고려하여 전체 공정을 디자인하였다. 공기 압축기의 단일효율은 90%, 배관 및 기타 요인으로 인한 손실은 고려하지 않았다. 3단 공기 압축을 통한 고압의 공기는 극저온 주 열교환기 (Coldbox) (107)를 통해 운전점이 상이한 두 종류의 냉매 (R-600a 와 메탄올) 와의 순차적인 열교환을 통해 공기온도는 약 -184℃ 로 저하된다. 주 열교환기를 통해 100kpa 감압을 고려했다. 주 열교환기 후단에 JT valve (Joule-Thomson Valve)(108) 를 통과하며 압력이 11,890kpa 에서 액화공기저장탱크에서 200kpa로 감압함으로써 온도 저하와 함께 액화공기와 일부 극저온 기상 공기가 발생된다. 압력 조건에 따른 기-액 평형에 따라 액화공기저장탱크 압력 조건에 따라 액화공기와 기화공기의 비율은 변경이 있으나, 본 공정에서는 액화공기저장탱크 기준압을 200kpa 로 하며, 액화공기저장 압력에 따른 액화공기 수율 및 전체 공정 효율의 변화는 추후 논의하기로 한다. 위 기술된 공정이 공기액화공정으로 잉여 전력으로 액화공기저장탱크 (109)에 액화공기를 저장시키는 공정이었으며, 하단부의 ‘전력생산공정 (Power Generation Process)’은 저장된 액화공기를 전력 수요가 있을 때 활용하는 공정으로 저장된 액화 공기를 극저온펌프 (201)을 이용해 2,200kpa 로 승압시킨 후 두 단계의 재가열 열교환 (202,203)을 통해 액화상태의 공기가 승온되어 다시 기체상태의 공기로 회복하는 과정을 거친다. 극저온펌프의 토출 압력도 공기압축비, 액화공기저장 압력 등과 함께 공정 변

수로 작용하며 이에 따라 공정 효율은 상이해 지나 본 공정모사에서는 극저온펌프 토출 압력을 2,200kpa로 고정/제어하였다. 극저온펌프 토출 압력과 공정 효율의 상관성도 추후 논의하기로 한다. 극저온펌프를 통한 액상공기는 순차적으로 재기화용 열교환기로 이동하며, 온도를 상온 상태로 회복해 가는 과정을 거친다. 첫번째 재기화 열교환기 (202)는 주 열교환기 (107)에서 공기를 액화시킨 후 온도가 상승된 냉매 (R-600a)를 폐회로를 활용하여 재순환시켜 액화공기와 열교환을 통해 액화공기가 -186.4℃에서 -67℃로 승온시키고, 두번째 재기화 열교환기 (203)를 통해 주 열교환기 (107)에서 R-600a와 함께 공기액화공정에 사용된 메탄올 폐회로를 활용하여 첫번째 재기화 열교환기를 통해 -67℃로 기화된 공기를 상온 상태로 회복하게 된다. 이렇게 방출되는 고압의 기화 공기가 터빈을 구동하여 전력을 생산하게 된다. 본 논문은 하나의 극저온 열교환기(107)에 두 종류의 냉매 (R-600a와 메탄올)의 다른 운전점을 활용하여 사이클 효율을 증가시킬 수 있음을 확인하고, 이를 활용하여 외부 열원 연계가 없이 사이클 내 온도 구배만을 활용하여 액화와 재기화를 하며, 엑서지 손실로 인하여 액화

에너지를 재기화 공정에 모두 활용하는데 한계가 있는 액화-재기화 단일공정의 효율을 향상시키고, 에너지저장이 가능한 액화공기를 생산하고 활용하는데 그 목적이 있다. [1,8].

$$\eta = \frac{W_{out}}{W_{in}} = \frac{m_{13}w_T}{m_2w_c} \quad (1)$$

$$Y = \frac{m_{13}}{m_2} \quad (2)$$

LAES 공정의 효율은 크게 두 가지 지표로써 설명된다. 그 중 하나는 왕복공정효율 (RTE; Round Trip Efficiency) (식 1) 로써 공정 전체 에너지 입력 대비 생산 에너지 비율 (AC Out to AC in)을 나타내는 값으로, 높을수록 시스템의 효율이 좋을 나타내지만 단일 공정의 경우, 액화 공정을 통한 엔트로피 변화를 재기화 공정에서 모두 회복할 수 없는 문제와 내부 엑서지 손실 문제로 단일 공정의 이론상 왕복공정효율은 50% 미만에 그친다. 이를 보완하고자 앞서 언급한 바와 같이 다양한 변수 조정, 외부 열원 연계 등을 통한 시스템 내 온도

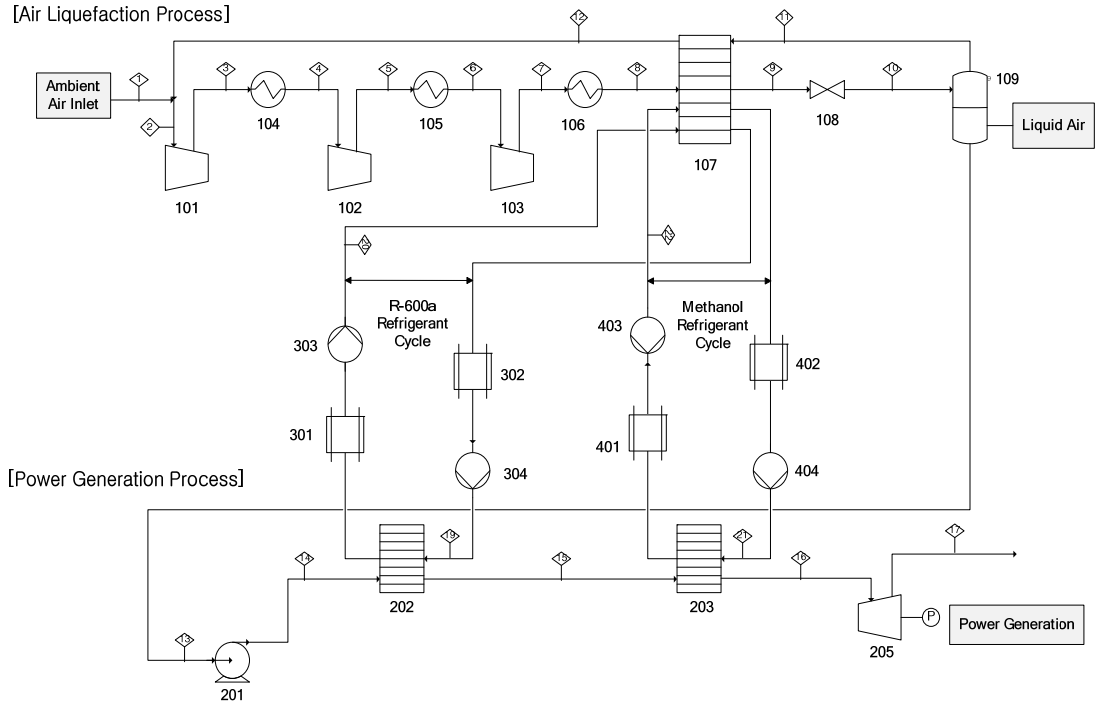


Figure 1. Process flow diagram of LAES system (base case)

**Table 1.** Adiabatic efficiency and pressure loss of equipment

Equipment No.	Parameter	Value	Unit
101/102/103	Adiabatic efficiency of air compressor	90	%
205	Adiabatic efficiency of gas turbine	90	%
201	Adiabatic efficiency of cryogenic pump	80	%
303/304/403/404	Adiabatic efficiency of R-600a and Methanol pumps	80	%
104/105/106	Pressure loss of air compressor intercooler	10	kpa
107	Pressure loss of main coldbox	100 (liquid air) / 10 (refrigerants)	kpa
202/203	Pressure loss of regasification heaters	50 (regasified air) / 10 (refrigerants)	kpa
204 (Fig. 2)	Pressure loss of heat exchanger between thermal oil circulation and air	20(regasified air) / 40(thermal oil)	kpa
902 (Fig. 2)	Adiabatic efficiency of thermal oil circulation cooler pump	80	%
903 (Fig. 2)	Pressure loss of thermal oil circulation cooler	10	kpa

구배 증가 등을 고려하는 연구들이 진행되고 있다. 또 다른 지표는 액화공기수율 (Y: Liquid yield)(식 2) 로써 시스템으로 유입된 공기 중 액화공기로 저장되는 비율을 의미하며, 이는 액화공기로 저장되는 수율을 의미하며, 재기화 공정 (발전) 과는 별도의 개념이다. 이 지표는 저장된 액화 공기를 전력 요구 상황 시 보다 지속성이 있음을 보여주는 값이라 할 수 있다.

본 논문에서는 기체공기 100kg/s의 일정 유량이 극저온 주 열교환기(107)를 통해 액화되도록 구성하였으며, JT감압밸브 (108) 후단에서 압력 저하로 발생하는 일부 저온의 기체공기(Stream 11, flashing air) 는 1단 압축기 전단으로 재순환 시켜 외부 유입 공기(Stream 1) 와 혼합함으로써 압축기 전단의 온도를 떨어뜨려 압축 효율을 향상시키고 전체 액화공정을 용량을 일정하게 유지하는 역할을 하도록 했다[12].

### 2.3 열매체유 순환 적용 공정

기본공정의 사이클 효율이 낮은 이유는 사이클 내 온도 구배가 제한되어 있기 때문인데, 이를 개선하기 위해 외부 열원 연계나 사이클 내부에서 발생하는 폐열(waste heat) 활용은 필수적이다[5]. 그러나 열원 연계 경우 주변부에 연계가 가능한 시스템이 존재해야 하는 제약이 따르는 만큼 일반적인 LAES 경우 적용이 쉽지 않다. 이점을 고려하여 사이클 내 폐열을 활용하는 방안을 고려했고, 액화공정 공기압축기 중간냉각기에서 발생하는 열을 재기화 공정에 활용하는 공정을 구성했다.

본 공정은 터빈 입구 온도를 높이는 방식으로 재기화 효율 개선 방법 중의 하나로 알려진 바 있으나 [1], 본 논문은 열매체유 폐회로의 유량 조절을 통해 다양한 터빈 입구 온도 구현이 가능함을 보여주고자 하였다. 공기 압축기 중간냉각장치(104/105/106)에서 발생하는 열을 열매체유 저장탱크(901)의 열원으로 사용하고, 가열된 열매체유를 터빈 전단 열교환기(204) 로 폐회로 (closed loop) 로 순환하고, 온도 저하된 열매체유는 순환펌프 (902) 를 통해 순환시켜 터빈 전단의 공기 온도를 상승시키도록 하였

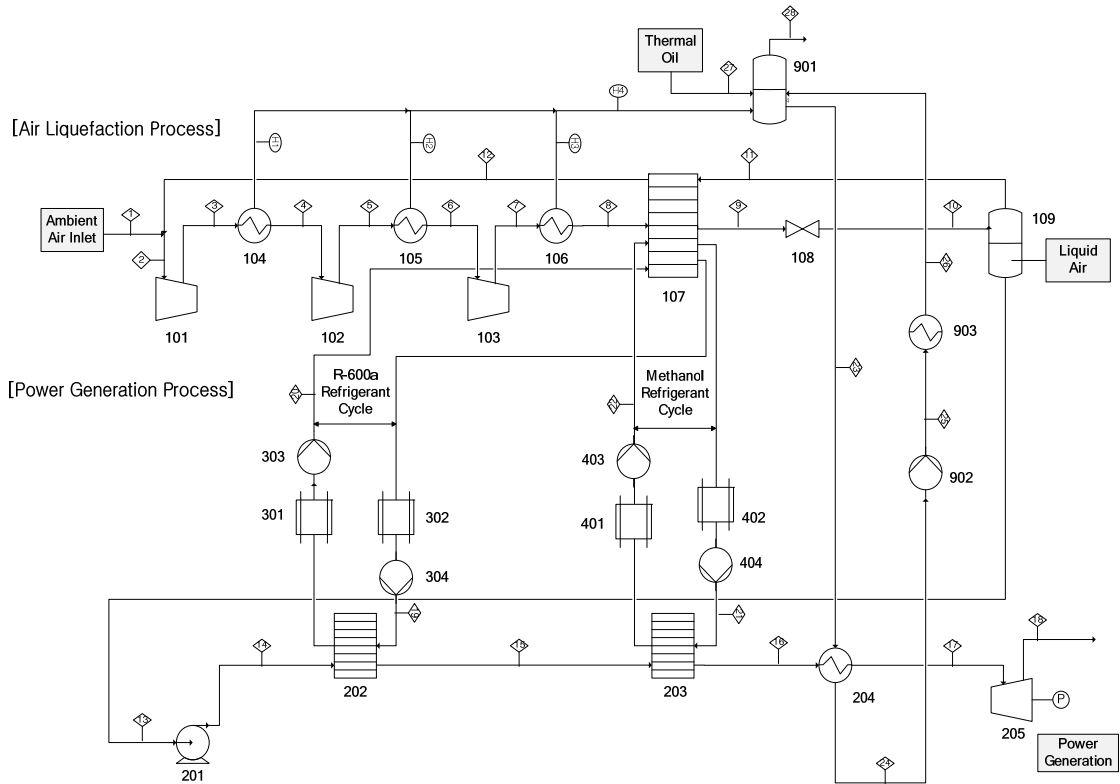


Figure 2. Process flow diagram of LAES system (thermal oil circulation for air regasification)

다. 열매체유로는 Texatherm 46 (CAS No.64742-54-7, Max film temperature on heater surface: 316°C)을 공정모사에 적용하였다. Texatherm 은 고온에서 높은 열적 안정성을 갖는 파라핀 계열 오일이며, 열교환 효율이 뛰어나 산업용 열교환기에 많이 사용되며, 본 공정에 적합한 작동 온도 구간을 가지고 있어 사용하게 되었다. 기본공정 대비 터빈 입구 공기온도가 현저히 상승함에 따라 발전기를 통한 전력 생산량의 증가가 예상되었다.

### 3. 결과 및 고찰

#### 3.1 기본공정

LAES 기본공정의 정적공정모사 구성은 Figure 3과 같고, 공정흐름에 따른 상세결과는 Table 2와 같다. 기존의 LAES 재기화 공정과는 달리 공기 액화 후 승온된 두 종류의 냉매가 각각 loop를 구성하여 순차적으로 재기화에 활용되는 구성으로써 냉매의 특성에 따른 운전점과 최적의 열교환 (Temperature approach) 으로 구성된다. 냉매 1, R-600a

(Isobutane)는 임계압력 37.96 bar, 임계온도 152°C의 hydrocarbon 계열의 냉매이며, 특히 Global Warming Potential (GWP) 가 '0' 인 물질로 장기적인 사용 및 환경 문제 측면에서 이점이 많으며 본 재기화 공정에서는 140°C에서 -185°C 로 온도 저하하면서 발생하는 액화열 (27,120 kW)을 액화공기에 전달함으로써 액화공기 (2,200 kpa, -186.4°C, vapor fraction 0)가 가스상의 공기 (2,150 kpa, -67°C, vapor fraction 1) 로 상변화 하는 에너지를 공급한다. 냉매 2, 메탄올은 임계압력 73.76 bar, 임계온도 239.4°C의 범용 냉매제로 본 공정에서는 -65°C ~ 23°C 구간에서 운전하며 R-600a에 의해 -67°C까지 승온된 공기를 다시 18.76°C까지 승온시킨다. 각 냉매의 압력, 온도 및 유량 조건은 주열교환기 내에서 온도차 최소 접근(Minimum Temperature Approach, 10K)을 통해 공기와 냉매 간의 이상적인 열교환이 가능하고 각 냉매 특성을 고려하여 설정되었다.

이는 공기의 터빈 입구 온도(Turbine Inlet Temperature, TIT)를 더 높여주어 발전효율을 높이는

Table 2. Heat and Material Balance (Base case)

Stream Number	Description	Pressure (kpa)	Temperature (°C)	Massflow (kg/s)
<b>&lt; Air liquefaction &gt;</b>				
1	Air ingress (500)	100	15	93.23
2	Air ingress + Low temperature residual vapor air from coldbox	100	5.3	100
3	1st air compressor (101) discharge	500	186.6	100
4	1st air compressor intercooler (104) discharge	490	20	100
5	2nd air compressor (102) discharge	2,500	213.6	100
6	2nd air compressor intercooler (105) discharge	2,490	20	100
7	3rd air compressor (103) discharge	12,000	207.2	100
8	3rd air compressor intercooler (106) discharge	11,990	27.99	100
9	Main coldbox (107) discharge	11,890	-183.9	100
10	Joule-Thomson valve (108) discharge	200	-187.7	100
11	Liquid air storage tank (109)	200	-187.7	6.77
12	Low temperature residual vapor air from coldbox (107)	190	-129.3	6.77
<b>&lt; Power generation via air regasification &gt;</b>				
13	cryogenic pump (201) suction	200	-187.7	93.23
14	cryogenic pump (201) discharge	2,200	-186.4	93.23
15	Regasification heat exchanger 1 (202) discharge	2,150	-67	93.23
16	Regasification heat exchanger 2 (203) discharge	2,100	18.76	93.23
17	Gas turbine (205) discharge	100	-138.8	93.23
<b>&lt; Refrigeration cycles &gt;</b>				
19	R-600a from coldbox (107) to Regasification heat exchanger 1 (202)	200	-60	140
20	R-600a from Regasification heat exchanger 1 (202) to coldbox (107)	200	-185	140
21	Methanol from coldbox (107) to Regasification heat exchanger 2 (203)	140	23	28
22	Methanol from Regasification heat exchanger 2 (203) to coldbox (107)	140	-65	28

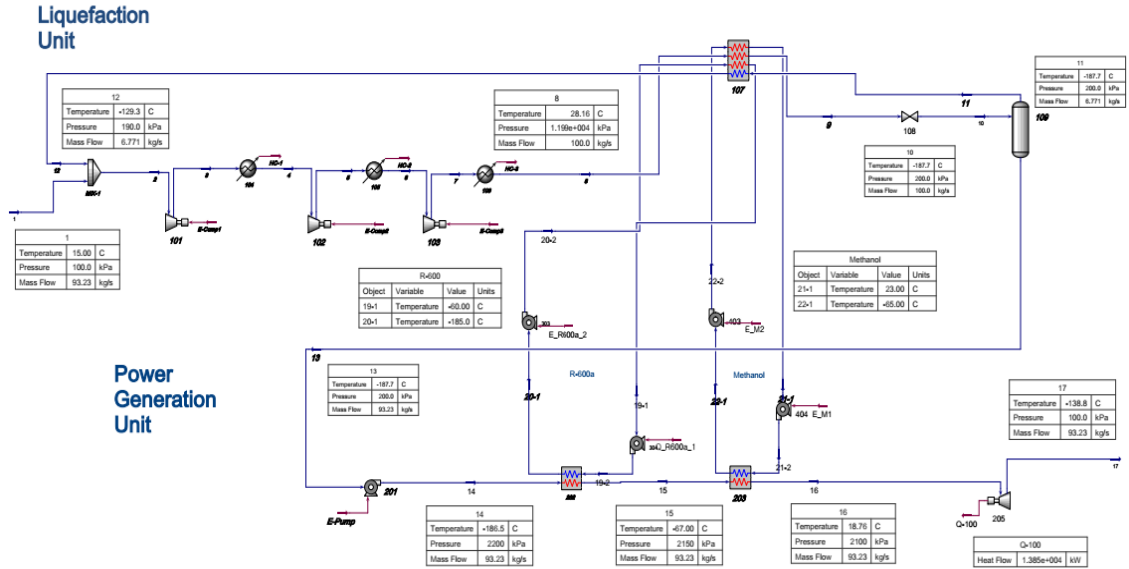


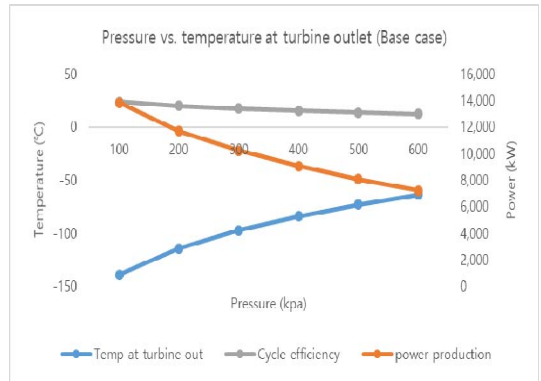
Figure 3. HYSYS simulation of LAES system (base case)

Table 3. Cycle Efficiency (Base case)

Pressure at turbine outlet (kpa)	Temperature at turbine outlet (°C)	Power production (kW)	Cycle efficiency (%)
100	-138.8	13,847	24.05
200	-114.2	11,699	20.23
300	-97.35	10,220	17.61
400	-84.07	9,057	15.55
500	-72.96	8,083	13.82
600	-63.32	7,238	12.32

Based on 100 kpa turbine Out Pressure	Value	Unit
Cycle efficiency ( $\eta$ )	24.05	%
Liquid air yield (Y)	0.9323	
Power input	57163	kW
Power generation	13847	kW



역할을 한다. 공기는 터빈 전·후단의 차압 (Pressure decrease)에 의해 온도가 급강하하고 저온의 배출공기는 공조나 냉방용으로 사용이 가능 및 활용도가 높아서 다른 시스템과의 연계도 고려해 볼 수 있다. 기본공정은 열매체유 순환 공정과의 비교를 위해 터빈 후단 조건을 유입공기와 동일한 100 kpa 로 한 것을 기준으로 사이클 효율을 산정하였으나, 온도가 매우 낮은 점을 활용하여 냉방이나 공조가 필요한 타 시스템과도 연계 가능하므로 터빈 후단 압력 구배에 따른 온도 분포를 Table 3 과 같이 추가 확인하였다.

출구 압력 조건 변화는 전력 소비가 발생하는 액화공정과는 개별 공정으로 터빈 출구 압력이 낮아 질수록 전력 생산량이 증가하고 사이클 효율도 향상된다. 터빈 출구 온도는 성능 곡선에 따라 압력이 다른 출구온도 구배 및 사이클 효율 차이가 나타나므로 전력생산과 냉방용 공기 사용 중 목적에 따라 적정 출구압으로 조정하여 활용할 수 있다[9].

Table 3 과 같이 본 공정모사로부터 얻어진 기본공정의 최대 효율은 24% 정도이다. 냉매 사이클을 활용하고 외기 열손실에 대한 고려가 없는 점을 고려하면, 실제 플랜트 적용시 더 낮은 효율이 예상

Table 4. Heat and Material Balance (Thermal Oil Circulation case)

Stream Number	Description	Pressure (kpa)	Temperature (°C)	Massflow (kg/s)
<b>&lt; Air liquefaction &gt;</b>				
1	Air ingress (500)	100	15	93.23
2	Air ingress + Low temperature residual vapor air from coldbox	100	5.3	100
3	1st air compressor (101) discharge	500	186.6	100
4	1st air compressor intercooler (104) discharge	490	20	100
5	2nd air compressor (102) discharge	2,500	213.6	100
6	2nd air compressor intercooler (105) discharge	2,470	20	100
7	3rd air compressor (103) discharge	12,000	207.2	100
8	3rd air compressor intercooler (106) discharge	11,990	27.99	100
9	Main coldbox (107) discharge	11,890	-183.9	100
10	Joule-Thomson valve (108) discharge	200	-187.7	100
11	Liquid air storage tank (109)	200	-187.7	6.77
12	Low temperature residual vapor air from coldbox (107)	190	-129.3	6.77
<b>&lt; Power generation via air regasification &gt;</b>				
13	cryogenic pump (201) suction	200	-187.7	93.23
14	cryogenic pump (201) discharge	2,200	-186.4	93.23
15	Regasification heat exchanger 1 (202) discharge	2,150	-67	93.23
16	Regasification heat exchanger 2 (203) discharge	2,120	13.94	93.23
17	Air-thermal oil heat exchanger (204) discharge	2,100	293	93.23
18	Gas turbine (205) discharge	100	-2.394	93.23
<b>&lt; Refrigeration cycles &gt;</b>				
19	R-600a from coldbox (107) to Regasification heat exchanger 1 (202)	200	-60	140
20	R-600a from Regasification heat exchanger 1 (202) to coldbox (107)	200	-185.1	140
21	Methanol from coldbox (107) to Regasification heat exchanger 2 (203)	140	23	28
22	Methanol from Regasification heat exchanger 2 (203) to coldbox (107)	140	-60	28
<b>&lt; Thermal oil circulation &gt;</b>				
23	Thermal oil from thermal oil storage tank (901) to air-thermal oil heat exchanger (204)	140	294.9	90
24	Thermal oil from air-thermal oil heat exchanger (204) to circulation pump (902)	100	182.3	90
25	Thermal oil from circulation pump (902) to cooler (903)	150	182.2	90
26	Thermal oil from cooler (903) to thermal oil storage tank (901)	140	25	90



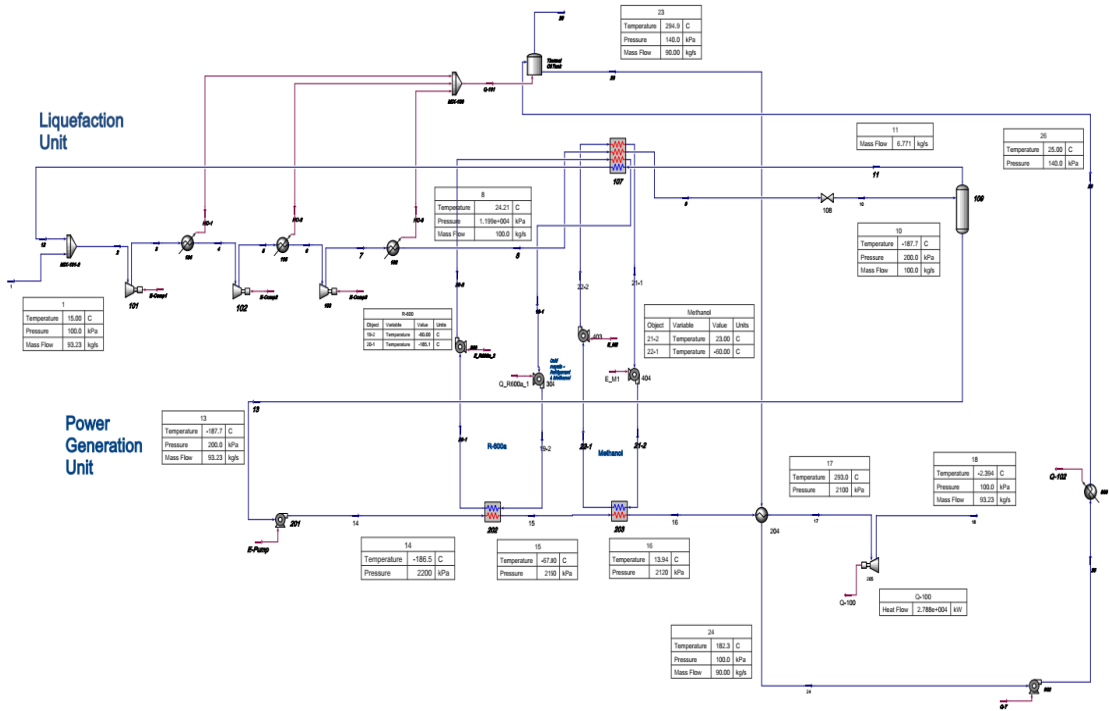


Figure 4. HYSYS simulation of LAES system (Thermal oil circulation case)

Table 5. Cycle Efficiency (Thermal oil circulation case)

Thermal oil massflow (kg/s)	Thermal oil temperature (°C)	Turbine inlet temperature (°C)	Turbine outlet temperature (°C)	Cycle efficiency (%)
50	467.9	466.4	87.18	69.55
60	401.9	400	52.54	62.98
80	322.3	321	11.88	55.22
90	294.9	293	-2.394	52.47
100	272.3	270.5	-13.81	50.28

Based on 50 kg/s thermal oil mass flow		Value	Unit
Cycle efficiency ( $\eta$ )		69.55	%
Liquid air yield (Y)		0.9323	
Power input		56,367	kW
Power generation		36,848	kW

되며, 실제 실증플랜트를 운영중인 영국 Highview 사 경우, 8%의 사이클 효율을 보고하고 있다 [13], 잉여 전력으로 공기를 액화시키고, 전력 필요시 액

화 공기의 재기화를 통해 전력을 생산할 수 있어 간헐성 신재생에너지를 저장하는 대안으로 지속적으로 연구되고 있으나, 낮은 사이클 효율로 아직은

상업화 단계에 진입을 하지 못하고 있는 실정이다. 그러나 외부 열원 연계 (냉열 또는 온열) 등과 같은 방법을 통해 사이클 효율을 개선하는 방법은 사이클 내 온도 구배를 크게 하여 활용 가능한 에너지 양을 증가시키는 것이며, 그 방법으로 외부 열원 연계 (액화공정에 냉열 또는 재기화공정에 온열)를 하는 것으로 알려져 있다. 이점에 착안하여 사이클 내부의 폐열을 재기화 공정에 활용하는 방법을 적용하였고, 아래 3.2 결과와 같이 사이클 효율이 획기적으로 개선됨을 확인할 수 있다[7].

### 3.2 열매체유 순환 적용 공정

열매체유 순환 사이클 적용한 LAES 정적공정모사 구성은 Figure 4과 같고, 공정흐름에 따른 상세 결과는 Table 4와 같다. 열매체유 순환 유량은 열매체유와 재기화 공기의 열교환량을 결정하는 주요 인자로 작용하므로 유틸리티 소모량 대비 전력 생산량 및 출구온도 등 다양한 인자를 고려하여 사이클 최적화된 유량을 선정하여 적용하는 것이 필요하다. 열매체유 순환 유량에 따라 동일 폐회로(유입되는 열에너지가 동일) 내 열매체유 온도에 큰 차이가 발생하는 데, 순환 유량 감소에 따라 상승하는 온도를 다른 외부 손실을 최소화하고 터빈 입구 온도를 증가시키는 목적으로만 사용되는 것으로 가정하여, 터빈 입구온도와 열매체유의 온도 차이를 2~3℃ 내외로 유지하였다. Table 5는 열매체유 순환 유량에 따른 비교 검토와 본 공정 적용 유량 (90 kg/s) 에서의 공정모사 결과를 보여준다.

Table 5 에서와 같이 열매체유 유량이 낮을수록 사이클 효율은 현저히 증가한다. 그러나 해당 열매체유 특성상 열교환기 표면에서 필름 형성 가능 최대 온도가 제한되어 있음을 고려했을 때 (Texatherm 경우, 316℃) 본 공정의 열매체유 순환 유량은 90 kg/s 로 적용하였다. 열매체유 순환량이 클수록, 터빈 출구 온도가 낮아지는 Table 5의 결과를 바탕으로 냉방 시스템과 연계를 고려하여 열매체 유량을 증가시키는 것도 고려해 볼 수 있다[9].

## 4. 결 론

다른 종류의 냉매를 동시에 활용하여, 기존 실증 플랜트 대비 8%에서 24% 로 Simulation 효율이 향상됨을 기본공정을 통해 확인하였고, 기본공정 LAES의 낮은 효율을 외부 열원을 연계하지 않고도 공정 내의 폐열을 활용한 열매체유 사이클(90 kg/s 열매체유 기준)을 적용하여 전력 생산량 13,847kW 에서 27,876kW 로 증가됨에 따라 사이클 효율이 기존

24.05% 에서 52.47%을 획기적으로 향상됨을 HYSYS 공정모사기를 통해 확인할 수 있었다. 이는 에너지저장시스템으로써 LAES 단일공정이 가지는 한계점을 냉매사이클 운전과 공정 내의 열원을 최대한 활용하여 효율 개선이 가능함을 보여줌과 함께 LAES에 다양한 방식의 열순환시스템 적용 가능성을 보여준 것으로써 향후 ESS 분야 기술개발에 폭넓게 응용될 수 있을 것으로 기대된다.

## 감사의 글

본 연구는 산업통상자원부(MOTIE)와 한국에너지기술평가원 (KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다.(No. 20188550000200)

## REFERENCES

- [1] Giuseppe Leo Guizzi et al, Thermodynamic analysis of a liquid air energy storage system, *Energy*, **93**, 1639 -1647 (2015)
- [2] Report for Energy Storage System, Korea Development Bank, 2015
- [3] Highview Power Storage; 2016. <www.highview-power.com/>.
- [4] Liquid Air in the energy and transport systems. The Centre for Low Carbon. <http://bit.ly/liquid-air-full-report-2013>
- [5] Xiaohui She et al, Enhancement of round trip efficiency of liquid air energy storage through effective utilization of heat of compression, *Applied Energy*, **206**,1632-1642 (2017)
- [6] Piotr Krawczyk et al, Comparative thermodynamic analysis of compressed air and liquid air energy storage systems, *Energy*, **142**, 46-54 (2018)
- [7] Marco Antonelli et al, Liquid air energy storage: Potential and challenges of hybrid power plants, *Applied Energy*, **194**, 522-529 (2017)
- [8] S.X.Wang et al, The application of cryogenics in liquid fluid energy storage systems, *Physics Procedia*, **67**, 728-732 (2015)
- [9] Abdalqader Ahmad et al, Air conditioning and power generation for residential applications using liquid nitrogen, *Applied Energy*, **184**, 630-640 (2016)
- [10] HYSYS A. Version 8.8. Aspen Technol Inc; 2016

- [11] Farzad Abdollahi-Demneh et al, Calculating exergy in flowsheeting simulators: A HYSYS implementation, *Energy*, **36**, 5320-5327 (2011)
- [12] Mehmet Kanoglu et al, Performance analysis of gas liquefaction cycles, *Int. J. Energy Res.* **32**, 35-43 (2008)
- [13] Adriano Sciacovellia\*, Daniel Smitha, Helena Navarroa , Yongliang Lia, Yulong Ding, Liquid air energy storage - Operation and performance of the first pilot plant in the world, *Proceeding of ECOS 2016 - The 29<sup>th</sup> International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems*, June 19-23, Portorož, Slovenia (2016)
- [14] Robert Morgan et al, Liquid air energy storage - Analysis and first results from a pilot scale demonstration plant, *Applied Energy*, **137**, 845-853 (2015)