

충전층을 이용한 암반공동 열에너지저장시스템의 열에너지 수치 분석

박정욱, 류동우*, 박도현, 최병희, 신중호, 선우춘

Thermal Energy Balance Analysis of a Packed Bed for Rock Cavern Thermal Energy Storage

Jung-Wook Park, Dongwoo Ryu*, Dohyun Park, Byung-Hee Choi,
Joong-Ho Synn, Choon Sunwoo

Abstract A packed bed thermal energy storage (TES) consisting of solid storage medium of rock or concrete through which the heat transfer fluid is circulated is considered as an attractive alternative for high temperature sensible heat storage, because of the economical viability and chemical stability of storage medium and the simplicity of operation. This study introduces the technologies of packed bed thermal energy storage, and presents a numerical model to analyze the thermal energy balance and the performance efficiency of the storage system. In this model, one dimensional transient heat transfer problem in the storage tank is solved using finite difference method, and temperature distribution in a storage tank and thermal energy loss from the tank wall can be calculated during the repeated thermal charging and discharging modes. In this study, a high temperature thermal energy storage connected with AA-CAES (advanced adiabatic compressed air energy storage) was modeled and analyzed for the temperature and the energy balance in the storage tank. Rock cavern type TES and above-ground type TES were both simulated and their results were compared in terms of the discharging efficiency and heat loss ratio.

Key words Packed bed, thermal energy storage (TES), thermal energy balance, performance efficiency, heat loss

초 록 충전층을 이용한 열에너지저장 시스템은 자갈이나 콘크리트와 같은 열저장매질과 공기나 오일과 같은 열전달유체를 이용하여 현열에너지를 저장하는 방식으로서, 저장매질의 경제성과 화학적 안정성, 시스템 구축의 용이성 등 많은 장점이 갖는다. 본 연구에서는 충전층을 이용한 열에너지저장 기술에 대하여 개략적으로 소개하고, 이러한 열에너지저장소의 에너지 수치와 성능 효율을 분석하기 위한 수치 모델을 제시하였다. 유한차분법을 이용하여 저장소 내 1차원 비정상 열전달 해석을 수행하였으며, 반복적인 주입과 토출에 따른 충전층의 온도 분포와 외부로의 손실 에너지를 계산하였다. 해석모델은 AA-CAES(advanced adiabatic compressed air energy storage)와 연계된 고온의 열에너지저장시스템으로 저장소가 지하암반 내에 위치하는 경우와 지상에 위치하는 경우를 모사하고, 성능효율 및 열손실률을 비교 분석하였다.

핵심어 충전층, 열에너지저장, 열에너지 수치, 성능효율, 열손실

Received: Jun. 12, 2013

Revised: Jun. 24, 2013

Accepted: Jun. 26, 2013

*Corresponding Author: Dongwoo Ryu
Tel) +82428683099, Fax) +82428683416
E-Mail) dwryu@kigam.re.kr

KIGAM, 124 Gwahang-no, Yuseong-gu, Daejeon 305-350,
Korea

1. 서 론

최근 전력수급 체계의 불안정성과 온실가스 배출로 인한 에너지 환경 문제가 전 세계적인 이슈로 부각되면서, 대체에너지의 개발과 에너지의 효율적 관리에 대한 중요성이 증대되고 있다. 열에너지저장(thermal energy

storage, TES)은 에너지 이용 효율을 획기적으로 높일 수 있는 방법 중 하나로, 태양열, 조력, 풍력과 같은 신재생에너지나 산업폐열과 같은 잉여 에너지를 적절히 회수저장하여 열원 형태의 유효 에너지를 안정적으로 확보함으로써 전력공급의 탄력성을 제고하고 에너지 공급과 에너지 수요의 시간적·양적 불균형을 해소할 수 있다.

암반공동 열에너지저장(cavern thermal energy storage, CTES)은 암반내의 지하 공동을 열에너지저장소로 활용하는 개념으로, 대수층 열에너지저장(aquifer thermal energy storage, ATEs)이나 보어홀 열에너지저장(borehole thermal energy storage, BTES)에 비해, 다양한 형태의 저장 방식과 매질을 선택할 수 있으므로 고온의 원자로 열이나 산업폐열, 태양열 등의 대규모 저장에도 유연하게 적용할 수 있다. 또한 지상시설에 비하여 입지 유연성이 좋고, 암반의 화학적 안정성 및 낮은 열전달 특성으로 인해 기밀성을 확보할 수 있다는 장점이 있다.

한편, 열에너지저장방식은 저장되는 에너지의 형태와 저장 매질에 따라 현열축열(sensible heat storage), 잠열축열(latent heat storage), 화학축열(chemical energy storage)로 구분할 수 있는데, 현재까지는 현열축열 방식만이 대용량 열에너지저장에 대한 활용 가능성이 입증된 상태라고 할 수 있다(Singh et al., 2010). 이론적으로 잠열축열이나 화학축열 방식이 현열축열 방식에 비해 더 진보적인 형태의 저장방식이지만, 관련기술에 대한 연구개발 수준이 아직 실험적 단계에 머물고 있어, 단시간 내에 저장매질의 상용화를 기대하기는 어려운 실정이다(Michels and Hahne, 2007). 현열축열방식 중에서 암석 충전층, 자갈, 콘크리트, 벽돌, 금속 등을 열 저장매질로 하는 고상축열방식은 일반적으로 열저장을 위한 충전층(packed-bed)과 충전층 내의 공극 또는 파이프라인 등을 통해 열을 수송하는 열전달유체(heat transfer fluid, HTF)로 구성된다. 이러한 방식은 에너지 저장밀도가 낮고 열회수 속도가 느리다는 단점이 있으나 다양한 온도 범위의 열에너지 저장에 적용할 수 있고, 운영 시스템이 비교적 간단하며, 열저장매질을 쉽게 구할 수 있다는 장점을 가진다. 특히, 공기를 열전달유체로 사용하는 경우 태양열에너지 저장에 매우 효과적인 것으로 알려져 있으며(Alkilani et al., 2011, Zanganeh et al., 2012), 고온의 열에너지저장을 필요로 하는 AA-CAES (advanced adiabatic compressed air energy storage) 시스템에도 유용하게 활용될 수 있을 것으로 전망된다(Zunft et al., 2006). 하지만 현재까지 열에너지저장기술 대부분이 태양열에너지와 연계된 지상저장시설에 초점을 맞추어 개발되어 왔고, 암반공동을 활용한 대규

모 열에너지저장 사례는 스웨덴 Leckebo 지역의 열수 저장시스템(SKANSKA, 1983)을 제외하면 전무한 실정이다. 특히, 100°C 이상의 고온 열에너지저장에 암반공동을 활용하기 위한 저장시스템이나 저장매질, 운영 방식 등에 대해서는 연구는 물론 개념정립조차 이루어지지 못한 상태이다.

본 연구에서는 충전층을 이용한 열에너지저장의 기술 개요 및 특징에 대해 살펴보고, 충전층을 이용한 암반공동 열에너지저장소 내의 열흐름을 분석하기 위한 수치모델을 제시하였다. 열에너지의 반복적인 투입과 토출, 벽면을 통한 열손실을 고려하여 저장소 내의 온도 분포와 열에너지 수지를 분석할 수 있는 1차원 유한차분코드를 작성하였으며, 열에너지저장소의 에너지 효율을 정량적으로 평가하기 위한 지표로서 두 가지의 성능 효율(performance efficiency)을 정의하였다. 해석모델은 100 MW급 AA-CAES (advanced adiabatic compressed air energy storage) 발전과 결합된 600°C 이상의 열에너지저장 시스템으로서 열에너지저장소가 지하암반 내에 위치하는 경우와 지상에 위치하는 경우를 모델링한 뒤, 토출에너지 및 손실에너지를 비교·분석하였다.

2. 충전층 열에너지저장기술

충전층을 활용한 열에너지저장기술은 식품가공 분야, 화학 분야, 폐열 회수, 태양열에너지 저장 등 다양한 산업 분야에 적용되어 왔으며(Zanganeh et al., 2012), 충전층 내 열전달 특성을 모사하기 위한 수치적, 실험적 연구도 꾸준히 진행되어 왔다(Coutier and Farber, 1982, Tsotsas and Schlünder, 1990, Ismail and Stuginsky Jr, 1999, Hesari et al., 2004, Zbogor et al., 2005). 최근에는 주로 태양열에너지발전(concentrated solar power, CSP)에의 적용을 목적으로 여러 가지 열저장매질과 열전달유체의 적합성 및 저장효율에 대한 연구가 이루어지고 있다(Mawire et al., 2009, Hänchen et al., 2011, Li et al., 2012, Xu et al., 2012). 이 장에서는 여러 가지 열에너지저장기술의 운용방식 및 저장개념을 개략적으로 살펴봄으로써 충전층 열에너지저장기술의 특징 및 다른 저장방식과의 차이점에 대한 이해를 돕고자 한다. 현재까지 상용되는 열에너지저장 기술은 열에너지를 주입·저장하고 토출하는 시스템 운용방식에 따라 크게 두 가지로 분류할 수 있다(Li et al., 2011). 하나는 열전달유체(heat transfer fluid, HTF)에 열을 직접 저장하는 방식이며, 다른 하나는 열전달유체와 열저장매질(heat storage medium)을 별도로 사용하는 방식이다. 여기서

열전달유체는 열저장매질과 열소비처 간에 열에너지를 전달하는 기능을 담당하는 유체를 의미하며, 열저장매질은 액체나 고체가 될 수 있다. 후자의 방식은 열전달유체가 고가인 경우 비용을 절감할 수 있다는 장점을 갖지만, 전자의 방식에 비해 저장효율이 높지 못하다는 단점이 있다.

대용량 열에너지저장의 초기 모델에는 열전달유체에 열에너지를 직접 저장하는 방식이 주로 적용되었으며, 여기에는 두 개의 저장탱크를 사용해 고온유체와 저온유체를 분리하여 저장하는 방식(Fig. 1(a))과 하나의 저장탱크를 사용해 유체의 열성층화(thermal stratification)를 유도하는 방식이 있다(Fig. 1(b)). 두 개의 저장탱크를 사용하는 방식의 열에너지 주입(charging) 과정은 저온유체를 열공급원으로 흘려보내 가열한 후 이를

고온탱크에 저장함으로써 이루어지며, 열에너지 토출(discharging) 과정은 고온유체를 열소비처에 공급하고 다시 냉각된 유체를 저온탱크에 저장함으로써 이루어진다. 하나의 저장 탱크를 이용하는 방식은 기술적인 측면에서 더 진보적인 저장개념이라고 할 수 있으며, 상부에는 고온유체를, 하부에는 저온유체를 저장하는 방식이다(Gabrielli and Zamparelli, 2009). 열에너지의 주입모드에서는 고온유체가 저장탱크의 상부를 통해 유입되고, 동시에 저온유체는 탱크 하부를 통해 열공급원으로 이동하여 가열된다. 반대로 열에너지 토출 모드에서는 저장탱크 상부의 고온유체가 열소비처로 이동하고 냉각되어 다시 저장탱크 하부로 주입되는 사이클이 반복된다. 따라서 이러한 형태의 저장시스템을 thermocline tank라고 부르기도 하며, 적절한 열성층화

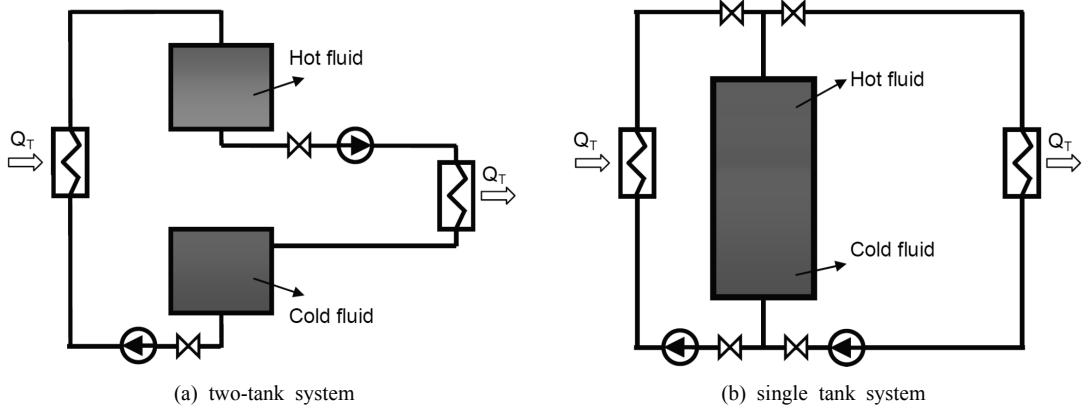
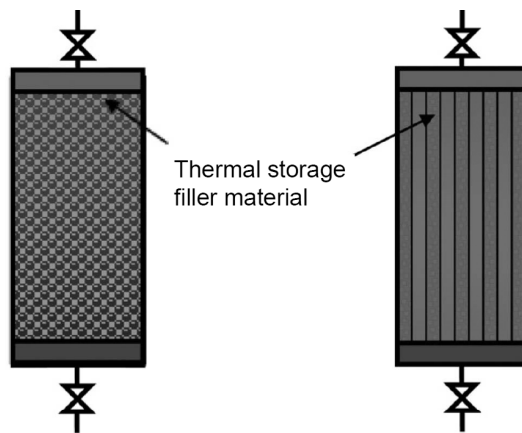


Fig. 1. Thermal storage systems using heat transfer fluid only (after Li et al., 2011)



(a) direct contact heat transfer (b) heat transfer through fluid pipes

Fig. 2. Thermal storage systems using a primary thermal storage material with heat transfer fluid (after Li et al., 2012)

(thermal stratification)를 유지하는 것이 핵심기술이라고 할 수 있다(Brosseau et al., 2005).

한편, 열전달유체와 함께 열저장매질을 별도로 사용하는 저장방식에서는 한 개의 탱크만을 사용하는 것이 일반적이며, 열전달유체와 열저장매질의 접촉 여부에 따라 크게 두 가지로 분류된다(Fig. 2). 첫 번째는 Fig. 2(a)와 같이 저장소 내에서 직접적인 접촉이 이루어지는 경우로 암석, 자갈, 금속류, 상변화물질 등(chase change materials, PCM)을 이용해 충전층(packed bed)을 형성한 뒤 그 공극 내로 열전달유체를 유동시키는 방법이며, 두 번째는 Fig. 2(b)와 같이 열저장매질 사이에 파이프나 튜브 등을 삽입하여 열전달유체를 유동시킴으로써 열에너지를 저장·회수하는 방법이다. 후자의 경우, 열저장매질로 콘크리트, 흙, 모래와 같은 고체나 오일, 용융염과 같은 액체가 모두 사용될 수 있으나 열전달유체와 열저장매질의 직접적인 접촉이 없으므로 전자에 비하여 열교환 효율이 높지 못한 편이다. 이러한 시스템에서 열에너지의 주입 및 토출 과정은 앞서 Fig. 1(b)에서 설명한 바와 유사하지만, 이 과정이 열저장매질과 열전달유체의 열교환을 통해서 이루어진다는 차이점이 있다. 주입모드에서는 탱크상부로부터 고온의 열전달유체가 유입되어 열저장매질에 열을 전달하고, 서서히 냉각되어 탱크 하부로 빠져 나간다. 반대로 토출모드에서는 탱크 하부로부터 저온의 유체가 유입되어, 열교환을 통해 저장매질로부터 에너지를 회수한 뒤 탱크 상부로 빠져 나간다. 이와 같은 저장방식에서도 열성층화는 매우 중요한 문제이며, 이는 열저장매질이 액체인 경우뿐만 아니라 고체인 경우에도 유효하다(Crandall and Thacher, 2004, Singh et al., 2010). 만약 열성층화가 적절히 이루어지지 못하였거나, 유체의 유동 방향이 반대가 된다면 저장시스템의 열교환 효율 및 에너지저장효율은 크게 감소하게 된다(Li et al., 2012). 충전층을 활용하는 열에너지저장은 열성층화에 매우 유리한 것으로 알려져 있는데, 이는 다공성 구조 때문에 열저장매질 자체에서 발생하는 열흐름이 작고, 열전달유체가 흐르는 유효면적이 작아 수직방향으로의 열전달이 최소화되기 때문이다(Hänchen et al., 2011).

3. 충전층 내 열전달 이론 및 수치모델 작성

충전층 열에너지저장소 내의 열전달을 모사하기 위한 대표적인 모델은 Schumann 모델(Schumann, 1929)로서, 이는 고상의 다공성 매질과 공극을 통과하는 유체 간의 1차원 비정상 열전달(transient heat transfer)에 대한 이론해이다(Mawire et al., 2009, Hänchen et al.,

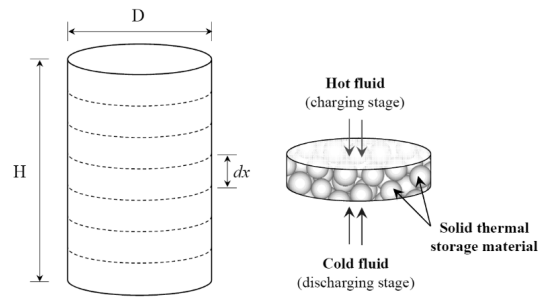


Fig. 3. Heat transfer of a fluid flowing through pebble or rock bed packed in storage tank

2011). Schumann 모델에서는 미소체적 내에서 열저장매질과 열전달유체간의 열전달 및 열평형방정식을 통하여 두 상(phase)의 시간·공간적 온도 분포를 계산하게 되며, 기본적으로 다음과 같은 사항을 전제한다.

- 1) 유체의 흐름은 층류이며, 유체는 비압축성이다.
- 2) 유체와 고체의 온도는 저장소의 유체의 흐름 방향으로만 변화한다.
- 3) 고상매질의 Biot 수가 매우 작아 내부의 온도는 균일하다.
- 4) 유체 내에서 일어나는 전도는 무시한다
- 5) 고상매질의 열물성은 일정하다.

Fig. 3과 같이, 원통형 열에너지저장소 내에 고상의 열저장매질이 채워져 있고 유체의 유동방향이 원통의 축방향과 평행할 때, 축방향으로 dx 의 높이를 갖는 미소체적을 검사체적으로 설정하면 열저장매질과 열전달 유체의 열에너지 평형방정식을 구성할 수 있다.

일정시간 동안 검사체적 내 열저장매질의 열에너지 변화량(ΔE_s)은 유체와의 열교환에 의한 변화량($\Delta E_{s,exchange}$)과 전도에 의한 변화량($\Delta E_{s,conduction}$)의 합으로서 식 (1)과 같이 표현된다.

$$\Delta E_s = \Delta E_{s, exchange} + \Delta E_{s, conduction} \quad (1)$$

여기서, 원통의 축방향을 X축, 시간을 t 라고 설정하면, 각 항은 식 (2) ~ 식 (4)로 표현된다.

$$\Delta E_s = m_s c_s dT_s = \rho_s V_s c_s dT_s = \rho_s c_s (1-\epsilon) A dx dT_s \quad (2)$$

$$\Delta E_{s,exchange} = h_v (T_f - T_s) dV dt = Ah_v (T_f - T_s) dx dt \quad (3)$$

$$\Delta E_{s,conduction} = k_{eff} A \frac{dT_s}{dx} dt \quad (4)$$

위 식들에서 m_s , c_s , ρ_s , V_s 는 각각 열저장매질의 질량, 비열, 밀도, 부피를 의미하며, A , dV , ϵ 는 저장소 단면적, 미소 체적의 부피, 충전층의 공극률(porosity)를 나타낸다. T_s 와 T_f 는 각각 열저장매질과 열전달유체의 온도로 위치 x 와 시간 t 의 함수이다. h_v 는 체적열전달계수(volumetric heat transfer coefficient)로서 단위온도차에 따른 단위체적 내 열저장매질과 열전달유체간의 열전달율을 나타내며, k_{eff} 는 열저장매질과 열전달유체의 열전도도로부터 결정되는 유효열전도도(effective thermal conductivity)이다. 열에너지의 흐름은 고온에서 저온 방향으로 일어나므로 식 (4)에서 $x \sim x+dx$ 사이의 온도차, 즉 dT_s 가 양수이면 체적으로부터의 에너지 유입을, 음수이면 체적으로부터의 에너지 유출을 의미한다. 식 (2) ~ 식 (4)를 식 (1)에 대입하고 정리하면 열저장매질의 에너지평형방정식을 식 (5)와 같이 정의할 수 있다.

$$\rho_s c_s (1-\epsilon) \frac{dT_s}{dt} = h_v (T_f - T_s) + k_{eff} \frac{d^2 T_s}{dx^2} \quad (5)$$

한편, 일정시간 동안 검사체적 내 열전달유체의 열에너지 변화량(ΔQ_f)은 고체와의 열교환으로 인한 변화량($\Delta Q_{f,exchange}$)과 주입된 유체로 인한 변화량($\Delta Q_{f,inject}$), 벽면을 통한 외부로의 열손실량($\Delta Q_{f,loss}$)의 합으로서 식 (6)과 같으며, 각 항은 식 (7) ~ 식 (10)과 같이 표현할 수 있다.

$$\Delta E_f = \Delta E_{f,exchange} + \Delta E_{f,inject} + \Delta E_{f,loss} \quad (6)$$

$$\Delta E_f = m_f c_f dT_f = \rho_f V_f c_f dT_f = \rho_f c_f \epsilon A dx dT_f \quad (7)$$

$$\Delta E_{f,exchange} = V h_v (T_s - T_f) dt \quad (8)$$

$$\Delta E_{f,inject} = -\dot{m} c_f dT_f dt \quad (9)$$

$$\Delta E_{f,loss} = -D\pi U (T_f - T_\infty) dx dt \quad (10)$$

위 식들에서 m_f , c_f , ρ_f , V_f 는 각각 열저장매질의 질량, 비열, 밀도, 부피를 나타내며, D 는 저장소의 단면 지름, T_∞ 는 외부 온도를 의미한다. \dot{m} 은 주입되는 열전달유체의 질량 유입률(mass flow rate)이며, U 는 총합열전달계수(overall heat transfer coefficient)로서 열전달유체와 저장소 내벽 사이의 대류열전달계수, 단열재의 열

저항, 저장소 외벽과 외부 환경 사이의 열저항을 통해 결정된다.

식 (9)에서 $x \sim x+dx$ 사이의 온도차, 즉 dT_f 가 양수이면 체적으로부터의 에너지 손실을 의미하며, 음수이면 에너지의 유입을 의미하게 되므로 부호에 유의하여야 한다. 열손실 항의 경우, 본래 Schumann 모델에서는 고려되지 않았으나 이후의 여러 연구에서 보다 현실적인 조건을 모사하기 위해 저장소 벽면을 통한 열손실 항을 식 (10)과 같이 추가하여 해석에 반영하였다(Coutier and Faber, 1982, Zanganeh et al., 2012). 식 (7) ~ 식 (10)을 식 (6)에 대입하여 정리하면, 열전달유체의 열평형방정식은 식 (11)과 같이 표현된다.

$$\rho_f c_f \epsilon \frac{dT_f}{dt} = h_v (T_s - T_f) - \frac{\dot{m} c_f}{A} \frac{dT_f}{dx} - \frac{D\pi U}{A} (T_f - T_\infty) \quad (11)$$

본 연구에서는 식 (5)와 식 (11)의 미분방정식을 통해 온도분포를 계산하기 위한 수치해석 프로그램을 작성하였으며, 이때 유한차분법(finite difference method)과 C언어를 사용하였다. 이때, dT/dt , dT/dx , $d^2 T/dx^2$ 에 각각 전방차분(forward difference), 후방차분(backward difference), 중앙차분(central difference)을 적용하였으며, 식 (5)와 식 (11)의 차분식은 각각 식 (12)와 식 (13)과 같이 표현할 수 있다.

$$\rho_s c_s (1-\epsilon) \frac{T_{s,i}^{j+1} - T_{s,i}^j}{\Delta t} = h_v (T_{f,i}^j - T_{s,i}^j) + k_{eff} \frac{T_{s,i+1}^j - 2T_{s,i}^j + T_{s,i-1}^j}{\Delta x^2} \quad (12)$$

$$\rho_f c_f \epsilon \frac{T_{f,i}^{j+1} - T_{f,i}^j}{\Delta t} = h_v (T_{s,i}^j - T_{f,i}^j) - \frac{\dot{m} c_f}{A} \frac{T_{f,i}^j - T_{f,i-1}^j}{\Delta x} - \frac{D\pi U}{A} (T_{f,i}^j - T_\infty) \quad (13)$$

여기서 $T_{s,i}^j$ 와 $T_{f,i}^j$ 는 j 번째 계산스텝에서 i 번째 요소 내 열저장매질과 열전달유체의 온도를 의미하며, Δt 와 Δx 는 각각 시간증분과 공간증분(요소 크기)이다. 해석의 안정성을 위하여 Δt 와 Δx 의 크기는 신중히 결정될 필요가 있으며, 열원(heat source)과 열침(heat sink)을 무시할 때 다음의 조건을 만족하여야 한다(Anderson, 1995).

$$\text{For fluid phase: } \Delta t < \frac{A\rho_f\epsilon}{\dot{m}} \Delta x \quad (14)$$

$$\text{For solid phase: } \Delta t < \frac{\rho_s c_s (1-\epsilon)}{k_{eff}} \Delta x^2 \quad (15)$$

앞서 설명한 바와 같이, 열에너지 주입모드(charging mode)에서는 고온 유체가 저장소 상단에서 하단으로 유동하고, 반대로 토출모드(discharging mode)에서는 저온 유체가 하단에서 상단으로 유동하게 되므로 식 (12)와 (13)의 계산 시 주입모드에서는 저장소 상단의 x 좌표가 0이 되며, 토출모드에서는 저장소 하단의 x 좌표가 0이 된다. 식 (12)와 식 (13)을 풀기 위한 초기조건(initial condition)은 식 (16)과 같이 표현할 수 있다. 즉, 첫 번째 계산스텝에서 열저장매질과 열전달유체의 온도는 기준 온도(reference temperature, T_{ref})로서 상온(20°C)으로 가정하였다.

$$T_f(t=0) = T_s(t=0) = T_{ref} \quad (16)$$

식 (17)과 (18)은 각각 주입모드와 토출모드에서 저장소의 상단($x=top$)과 하단($x=bottom$)에 적용되는 경계조건(boundary condition)으로, 기본적으로 두 모드에서 모두 유체의 입구온도(inlet temperature)가 일정하고, 입구와 출구에서의 온도변화율이 0인 것을 가정한다.

For charging mode:

$$\begin{aligned} T_f(x=top) &= T_{c,inlet}, & \frac{\partial T_f(x=bottom)}{\partial x} &= 0, \\ \frac{\partial T_s(x=top)}{\partial x} &= 0, & \frac{\partial T_s(x=bottom)}{\partial x} &= 0 \end{aligned} \quad (17)$$

For discharging mode:

$$\begin{aligned} \frac{\partial T_f(x=top)}{\partial x} &= 0, & T_f(x=bottom) &= T_{d,inlet}, \\ \frac{\partial T_s(x=top)}{\partial x} &= 0, & \frac{\partial T_s(x=bottom)}{\partial x} &= 0 \end{aligned} \quad (18)$$

여기서, $T_{c,inlet}$ 과 $T_{d,inlet}$ 은 각각 주입모드와 토출모드에서 유체의 입구온도이다.

4. 열에너지저장소 내 열전달 및 에너지 수치 분석

4.1 해석 개요

본 연구에서는 충전충을 이용하여 압반공동 내 고온의 열에너지를 저장하는 시스템을 모델링하고, 반복적인 열에너지의 주입과 토출에 따른 저장소 내의 온도변

화와 열에너지 수지를 분석하였다. 이때 해석모델은 AA-CAES(advanced adiabatic compressed air energy storage) 발전과 결합된 600°C 이상 고온의 열에너지를 저장하는 시스템으로서 열에너지저장소가 천부 압반 내에 위치하는 경우와 지상에 위치하는 경우에 대하여 토출에너지 및 손실에너지를 비교분석하였다. 여기서 AA-CAES란 차세대 압축공기에너지저장 모델로서 공기의 압축과정에서 발생하는 고온의 열을 저장하였다가 발전 시 공기를 팽창시키는 데 이를 활용한다. 따라서 발전 시 별도의 화석연료를 이용하여 공기를 팽창시키는 기존 CAES 모델에 비하여 발전효율을 크게 증대시킬 수 있다는 장점이 있다. 현재까지 AA-CAES 발전이 상용화된 사례는 없으나, 2010년 초부터 독일에서 RWE, General Electric, Züblin AG, German Aerospace Centre (DLR) 등의 기관을 중심으로 ADELE 프로젝트

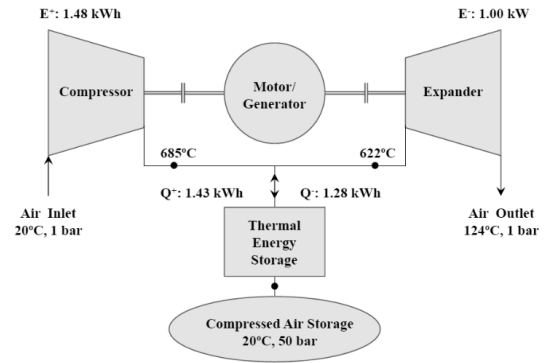


Fig. 4. Schematic diagram of an AA-CAES system in single-stage configuration (after Kim et al., 2012)

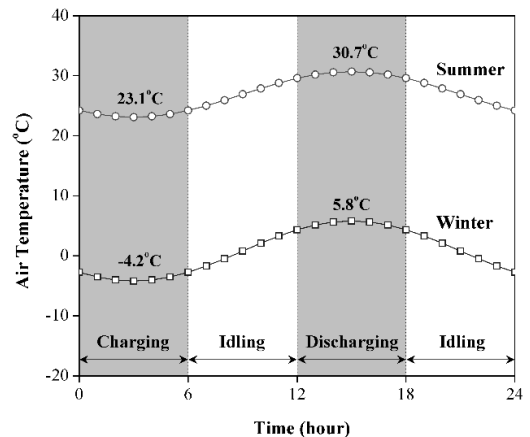


Fig. 5. Daily temperature variation and operation scheme used in simulations

가 시작되어, 2016년까지 세계 최초의 AA-CAES 발전소 완공을 목적으로 관련 연구 및 기술개발이 진행되고 있다. 열에너지저장 모델로는 세라믹 벽돌이나 콘크리트, 자연석 충전층 등을 열저장 매질로 사용하는 고상 축열방식이 고려되고 있으며(Zunft et al., 2006), 압축공기를 열전달유체로 직접 사용함으로써 열손실을 최소화할 수 있는 저장소 설계에 대한 연구도 진행 중에 있다(RWE power, 2011).

Fig. 4는 Kim 등(2012)의 연구에서 발췌하여 일부 수정한 그림으로서 1단 압축, 1단 팽창 방식의 AA-CAES 시스템에서 공기의 온도 및 압력의 변화를 보여주는 흐름도이다. 그들이 실시한 AA-CAES의 에너지 및 엑서지 분석에 따르면, 1단 압축, 1단 팽창 방식의 AA-CAES 시스템에서 20°C, 1 bar의 공기를 50 bar로 압축한다고 가정할 때 공기의 온도는 685°C로 증가하게 되며, 1.0 kWh의 발전 출력을 최종적으로 얻기 위해서는 1.48 kWh의 엑서지가 시스템에 투입되어야 한다. 이 과정에서 TES 내로 유입되는 열에너지는 1.43 kWh이며, TES의 효율을 90%로 가정할 때 토출할 수 있는 열에너지는 1.28 kW로서 이때 압축공기의 온도는 622°C이다.

본 연구에서는 위 연구결과를 바탕으로 100 MW 발전 출력 규모의 AA-CAES와 연계된 열에너지저장시스템을 모델링하였으며, 열저장매질로 암석 충전층을, 열전달유체로 압축공기를 가정하였다. 주입모드에서는 685°C의 압축공기가 상단으로부터 유입되어 암석 충전층에 열에너지를 저장한 뒤 냉각되어 하단으로 빠져나가게 되며, 토출모드에서는 20°C의 압축공기가 하단으로부터 유입되어 암석 충전층으로부터 열에너지를 회수하여 발전에 사용되는 시스템이다. 운영 사이클은 6시간 주입모드(charging mode), 6시간 대기모드(idling mode), 6시간 토출모드(discharging mode), 6시간 대기모드(idling mode)를 반복하는 1일 1주기 사이클을 적용하였으며, 주입모드에서는 143 MW의 에너지율(energy rate)로 압축공기가 유입된다.

열에너지저장소는 높이가 44 m, 단면의 직경이 22 m인 중형비 2:1의 원통형으로 모델링하였으며, 저장소의 크기 산정과 관련된 내용은 4.3절에서 자세히 기술된다. 저장소가 지중에 위치하는 경우(토피고 50 m)에는 암반의 온도가 16.5°C로 일정하고, 암반 내 열전달은 전도에 의해서만 발생하는 것으로 가정하였다. 이때 암반의 온도는 5 m 심도에서의 국내 평균 지중온도(15.33°, 기상청, 2011)와 평균 지온증가율(2.5°C/100m)을 고려하여 산정한 것이다. 한편, 저장소가 지상에 위치하는 경우에는 하절기와 동절기의 온도가 Fig. 5와 같은 24시

간 주기의 sine 곡선을 따르며, 저장소 외부로의 열손실이 대류에 의해서만 발생하는 것으로 가정하였다. 여기서 각 절기의 최고최저 기온은 2012년 8월과 2013년 2월의 전국 평균 최고기온과 평균최저기온(기상청, 2012, 기상청, 2013)이며, 새벽 3시와 오후 3시에 최저기온과 최고기온을 보이는 것으로 가정하였다.

4.2 입력 물성 산정

Table 1은 해석에 사용된 입력 자료 및 물성을 정리한 것이며, 각 항목에 대한 자세한 내용은 다음 절부터 순차적으로 기술하였다.

1) 열저장매질 및 열전달유체

본 연구에서는 열저장매질인 암석 충전층의 물성은 온도에 큰 영향을 받지 않는 것으로 가정하였고, 열전달유체인 압축공기의 밀도, 열전도도, 비열, 점성계수는 온도의 함수로 설정하여 각 계산시스템마다 새로 계산되어 해석에 반영될 수 있도록 하였다.

압축공기의 밀도(ρ_f)는, 공기를 이상기체로 가정하면 이상기체방정식과 1 bar, 0°C에서의 밀도(1.293 kg/m³)를 이용하여 다음과 같이 온도 T (°C)의 함수로 표현할 수 있다.

$$\rho_f = 50 \times \frac{273.15}{273.15 + T} \times 1.293 \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad (19)$$

열전도도(k_f)의 경우, Stephan과 Laesecke(1985)가 제시한 데이터를 회귀분석하여 열전도도와 온도의 관계를 식 (20)과 같이 2차식의 형태로 표현하였다. 이때 회귀분석에 사용된 데이터는 압력이 50 bar이고 온도가 -13.15 ~ 726.85°C (260 ~ 1000K) 범위 내에 있는 압축공기에 대한 18개의 실험데이터이다.

$$k_f = (27.026 + 0.064T - 9.331 \times 10^{-6}T^2) \times 10^{-3} \quad (R^2 = 0.99) \quad \text{[W/mK]} \quad (20)$$

한편, 공기의 정압비열(c_p)과 점성계수(μ)는 압력의 영향을 크게 받지 않는 것으로 가정하고, Bergman 등(2011)이 대기압, 26.85~726.85°C (300~1000K) 조건에서 제시한 데이터를 이용해 다음과 같이 2차식의 형태로 나타내었다.

$$c_p = 997.328 + 0.140T + 8.824 \times 10^{-5}T^2 \quad (R^2 = 0.99) \quad \text{[J/kgK]} \quad (21)$$

Table 1. Summary of input parameters

Parameters	Value	Unit	Remarks
Height of storage tank, H	44.0	m	
Diameter of storage tank, D	11.0	m	
Equivalent diameter of packed particle, d_e	0.30	m	
Fraction of void, ϵ	0.35	-	
Timestep, Δt	0.5	s	120 calculation steps to simulate 1 min.
Thickness of element, Δx	0.1	m	440 elements in the axial direction.
Mass flow rate in charging stage, \dot{m}_c	189.5	kg/s	
Mass flow rate in discharging stage, \dot{m}_d	189.5	kg/s	
Inlet temperature in charging stage, $T_{c,inlet}$	685	°C	
Inlet temperature in discharging stage, $T_{d,inlet}$	20	°C	Room temperature
Reference temperature, T_{ref}	20	°C	Used for initial condition of storage tank and energy calculation.
Rock temperature, T_{rock}	16.5	°C	Used for cavern type storage, assumed to be constant.
Thermal conductivity of rock, k_{rock}	2.9	W/(mK)	Used for cavern type storage
Ambient air temperature, T_{amb}	-	°C	Used for above ground type storage, daily cycle (Figure 2)
Convective heat transfer coefficient of outer wall, h_{out}	20 (summer), 100 (winter)	W/m ²	
Convective heat transfer coefficient of inner wall, h_{in}	-	W/m ²	Temperature dependent (Equation 28)
Volumetric heat transfer coefficient between fluid and solid, h_v	1029.7	W/m ³	Assumed to be constant, temperature dependent (Equation 24)
Specific heat of the solid, c_s	860	J/(kgK)	
Specific heat of the fluid, c_f	-	J/(kgK)	Temperature dependent (Equation 21)
Density of solid, ρ_s	2,680	kg/m ³	
Density of fluid, ρ_f	-	kg/m ³	Temperature dependent (Equation 19)
Thermal conductivity of the solid, k_s	3.0	W/(mK)	
Thermal conductivity of the fluid, k_f	-	W/(mK)	Temperature dependent (Equation 20)
Thermal conductivity of insulation k_{ins}	0.1	W/(mK)	
Thickness of insulation t_{ins}	0.15	m	

$$\mu = (174.501 + 0.450T - 1.482 \times 10^{-4}T^2) \times 10^{-7} \quad (R^2 = 0.99) \quad [\text{Ns/m}^2] \quad (22)$$

2) 체적열전달계수 (volumetric heat transfer coefficient, 식 (3)의 h_v)

체적열전달계수는 저장소 내에서 암석 충전층과 압축 공기간의 열전달 정도를 나타내는 지수로서 단위부피

당 온도차에 따른 열전달률을 나타내며, 단위는 W/(m³K)이다. 본 연구에서는 Coutier와 Farber(1982)가 제시한 다음의 상관식을 사용하여 체적열전달계수를 산정하였다.

$$h_v = 700 \left[\frac{\dot{m}}{Ad_e} \right]^{0.76} \quad (23)$$

여기서, \dot{m} 은 충전층 내로 유입되는 열전달유체의 질량 유입률(mass flow rate)을, A 는 저장소의 단면적 넓이(m^2), d_e 는 열저장매질의 입자를 구로 가정했을 때의 등가직경(m)을 나타낸다.

3) 유효열전도도(effective thermal conductivity, 식 (4)의 k_{eff})

충전층 내에서 열저장매질 입자간의 열전도도는 열저장매질과 열전달유체의 열전도도로부터 식 (24)와 같이 계산할 수 있다(Mawire et al., 2009). 이를 유효열전도도라고 하며, 단위는 W/(mK)이다.

$$k_{eff} = k_s(1 - \epsilon) + k_f \epsilon \quad (24)$$

여기서, k_s 와 k_f 는 각각 열저장매질과 열전달유체의 열전도도이며, ϵ 은 공극률이다.

4) 열전달유체의 질량 유입률(mass flow rate, 식 (9)의 \dot{m})

열에너지 주입모드에서 685°C의 압축공기를 통해 143 MW의 에너지율로 열에너지를 공급하기 위한 질량 유입률(\dot{m}_c)은 출구온도를 20°C로 가정할 때 다음과 같이 산정할 수 있다.

$$\dot{m}_c \times c_f \times \Delta T_f = 143 \times 10^6 \text{ [W]} \quad (25)$$

여기서, \dot{m}_c 는 주입모드에서 압축공기의 질량 유입률 [kg/s], c_f 는 입구온도 685°C에서의 압축공기 정압비열인 1134.6 J/kgK, ΔT_f 는 665°C(685-20°C)이다. 식 (25)에 의하면 \dot{m}_c 는 189.5 kg/s로 계산할 수 있으며, 토출모드에서 압축공기의 질량 유입률(\dot{m}_d)은 주입모드에서와 동일한 것으로 가정하였다.

5) 총합열전달계수 (overall heat transfer coefficient, 식 (10)의 U)

총합열전달계수는 저장소 벽면을 통해 외부환경으로 유출되는 열손실 정도를 반영하는 계수로서 단위는 W/(m^2K)이며, 단위온도차에 따라 단위면적을 통해 발생하는 열전달률을 의미한다. 저장소 내부와 외부 사이의 총합열전달계수는 세 가지 열저항의 직렬 배열을 통해 계산할 수 있다. 즉, 저장소 내부에서 열전달유체와 저장소 내벽 사이의 대류계수와 단열시스템 내에서의 열전도도, 그리고 저장소 외벽과 외부환경 간의 열전달

특성(대류 또는 전도)에 의해 결정된다.

열에너지저장소가 지하 암반에 위치하는 경우, 암반 내에서 전도에 의한 열전달이 지배적이라고 가정하면, 총합열전달계수는 다음과 같이 계산할 수 있다(Bergman et al., 2011).

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \frac{R}{k_{ms}} \ln\left(\frac{R+t_{ms}}{R}\right) + \frac{R}{k_{rock}} \ln\left(\frac{R+t_{ms}+R_{eff}}{R+t_{ms}}\right)} \quad (26)$$

여기서, h_m 은 열전달유체와 저장소 내벽 사이의 대류 열전달계수, R 은 저장소의 단면 반지름, t_{ms} , k_{ms} 는 각각 단열층의 두께와 열전도도, R_{eff} 는 암반 내에서 저장소의 열에너지에 의해 영향이 미치는 거리, k_{rock} 는 암반의 열전도도를 의미한다. 본 연구에서는 R_{eff} 를 100 m로 설정하였으며, 이는 저장소 반경방향으로 정상상태(steady state)에 이르렀을 때 저장공동의 중심으로부터 100 m 이격거리에 있는 암반에는 열에너지저장으로 인한 영향이 미치지 않음을 가정한 것이다.

열전달유체와 저장소 내벽 사이의 대류열전달계수 (h_m , convective heat transfer coefficient in storage tank)는 열전달유체의 강제대류에 의한 열전달률을 나타내며, 다음의 관계식을 통해 산정할 수 있다(Beek, 1962, Ismail and Stuginsky Jr, 1999, Hänchen et al., 2011).

$$h_e = \frac{k}{d_e} (2.576 Re^{1/3} Pr^{1/3} + 0.0936 Re^{0.8} Pr^{0.4}) \quad (27)$$

여기서, Re 는 Reynolds 수, Pr 은 Prandtl 수, k 는 유체의 열전도도, d_e 는 열저장매질의 입자를 구로 가정했을 때의 등가직경을 의미하며, Reynolds 수와 Prandtl 수는 각각 다음의 식으로 구할 수 있다.

$$Re = \frac{\dot{m} d_e}{A \mu}, \quad Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (28)$$

여기서, A 는 저장소의 단면적, μ 는 점성계수, α 는 열확산률, ν 는 동점성계수이다.

열에너지저장소의 내부 온도에 따른 h_m 의 변화를 해석에 반영하기 위하여 각 계산시스템마다 압축공기의 평균 온도와 저장소 벽면 온도를 구하였으며, 이들의 산술평균인 막온도(film temperature)에서 공기의 열물성을 산정하였다(Berman et al., 2011).

한편, 지상조건에서의 외부부의 열전달은 대기의 대

류에 의한 것만 고려하였으며, 저장소 외벽과 외부 공기의 대류계수(h_{out})를 이용하여, 다음과 같이 총합열전달계수를 계산할 수 있다.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{\infty}} + \frac{R}{k_{ins}} \ln\left(\frac{R+t_{ins}}{R}\right) + \frac{R}{R+t_{ins}} \frac{1}{h_{out}}} \quad (29)$$

공기의 대류계수는 자연대류일 경우 $2\text{--}25 \text{ W/m}^2\text{K}$ 범위의 값을, 강제대류일 경우 $25\text{--}250 \text{ W/m}^2\text{K}$ 의 값을 갖는 것으로 알려져 있으며(Bergman et al., 2011), 본 연구에서는 하절기와 동절기의 대류계수를 각각 자연대류 상태인 $20 \text{ W/m}^2\text{K}$ 와 강제대류 상태인 $100 \text{ W/m}^2\text{K}$ 로 가정하였다.

4.3 열에너지저장소 내 온도분포 및 열에너지 수치 분석

1) 저장소의 크기 산정

이 절에서는 4.1절에서 설명한 해석조건에 대한 결과 분석에 앞서, 열에너지의 주입과 토출에 따른 저장소 내 열전달 특성을 살펴보고, 열에너지저장소의 크기와 운영사이클을 결정하는 과정에서 고려해야 할 사항들에 대해 개략적으로 논의하고자 하였다. 이를 위하여

암반내 열에너지저장소에 열에너지를 36시간 주입하고, 다시 36시간 토출하는 경우의 추가해석을 실시하여 저장소 내 온도 변화와 열전달 특성을 검토하였다.

Fig. 6은 열에너지의 주입과 토출에 따른 저장소 내 압축공기(fluid)와 암석 충전층(solid)의 온도 분포를 6시간 간격으로 나타낸 것으로 가로축은 온도를, 세로축은 저장소의 높이를 의미한다. 곡선 위에 표기된 숫자는 주입 지속시간 또는 토출 지속시간을 나타내며, 주입모드의 초기조건은 압축공기와 암석 충전층이 모두 20°C 인 조건이고 토출모드의 초기조건은 주입모드 종료 시의 온도 조건이다.

Fig. 6(a)를 통해 알 수 있듯이, 주입모드에서는 $68.5^\circ\text{C}(T_{c,inlet})$ 의 압축공기가 하부로 유동하면서 암석 충전층에 열에너지를 전달하게 되므로 암석 충전층의 온도가 압축공기에 비해 항상 낮게 계산된다. 압축공기와 암석 충전층의 온도차는 위치와 시간에 따라 다르게 나타나지만, 주입 시간이 지속될수록 작아지는 경향을 보이며, 주입 6시간 경과 시 37 m 높이에서는 약 47°C 로 큰 차이를 보이기도 하였다. 압축공기의 유입에 따라 암석 충전층이 저장소 상부에서부터 순차적으로 가열되며, 시간의 경과에 따라 열전달 위치가 서서히 하부로 이동하게 된다. 주입이 6시간 지속된 시점에서는 압축공기가 높이 28 m에 도달하기 전 이미 대부분의 에너지를 암석 충전층에 전달하고 20°C 내외로 냉각되어

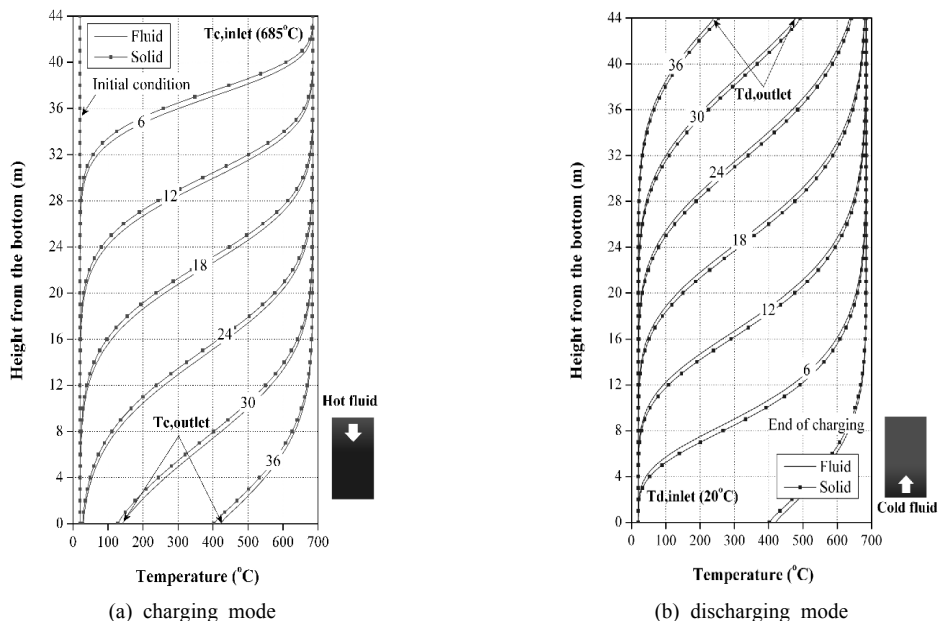


Fig. 6. Temperature distributions across the storage height during 36-hour charging and 36-hour discharging modes (1st cycle)

저장소를 빠져나오게 되지만, 주입이 30시간 지속된 시점에서는 상부의 암석 충전층이 대부분 680°C 이상으로 가열되어 높이 20 m 이상의 구간에서는 거의 열교환이 발생하지 않는다. 한편, 토출모드에는 하부로부터 유입된 20°C($T_{d,inlet}$)의 압축공기가 상부로 유동하면서 암석 충전층으로부터 열에너지를 회수하게 되므로 암석 충전층의 온도가 압축공기의 온도보다 높다. 주입모드와는 반대로 열전달이 저장소 하부에서부터 일어나며, 시간의 경과에 따라 열전달 위치가 서서히 상부로 이동하게 된다.

주입모드와 토출모드에서 모두 시간의 경과에 따라 압축공기의 출구온도가 변화함을 확인할 수 있는데, 주입모드에서는 초기에 20°C였던 출구온도($T_{c,outlet}$)가 점점 증가하여 36시간 경과 시 420.6°C에 이르게 된다. 반대로 토출모드에서는 초기에는 압축공기의 출구온도($T_{d,outlet}$)가 680°C 이상의 높은 온도를 유지하지만, 시간이 경과함에 따라서 저장소 상부의 온도가 서서히 감소하여 36시간 경과 시 압축공기의 출구온도는 240.3°C로 나타났다.

이러한 유체의 출구온도는 AA-CAES와 연계된 열에너지저장시설에서 저장소의 크기와 운영 사이클을 결정하는데 있어 반드시 고려해야 할 사항이다. 왜냐하면, AA-CAES의 열에너지저장소는 에너지저장이라는 일차적 기능뿐만 아니라 압축공기의 온도를 저하시켜 암반에 저장할 수 있도록 하는 냉각기로서의 역할을 동시에 수행하기 때문이다. Fig. 6(a)에서 주입모드가 36시간 이상 지속된다면 암석 충전층의 온도가 대부분 685°C에 가까워져 가능한 최대의 열에너지를 저장할 수 있게 될 것이다. 그러나 이 과정에서는 압축공기와 암석 충전층의 온도차로 인한 열교환이 거의 발생하지 않아 대부분의 열에너지가 버려질 뿐만 아니라, 압축공기의 높은 출구온도로 인해 추가적인 냉각 과정이 필요하게 될 것이다. 토출모드에서 역시 열에너지 소비처의 목적에 따라 최소한의 출구온도가 보장되어야 한다. 예를 들면, AA-CAES 발전 시 터빈의 입구온도로서 최소 500°C가 요구된다면, Fig. 6(b)에서 토출모드 30시간 경과 이후에 토출된 에너지는 이용가치를 상실하게 될 것이다. 따라서 열에너지저장시설의 크기나 운영사이클의 결정을 위해서는 주입모드와 토출모드에서의 목표 출구온도가 먼저 정의되어야 한다.

본 연구에서는 열에너지 주입모드와 토출모드에서의 압축공기 출구온도의 목표를 각각 70°C(20+50°C) 이하와 635°C(685-20°C) 이상으로 설정하고, 주입모드의 출구온도를 기준으로 저장소의 크기를 시행착오를 통해 결정하였다. 이 과정에서 운영사이클(6시간 주입모드, 6

시간 대기모드, 6시간 토출모드, 6시간 대기모드)과 저장소 단면의 종횡비(2:1)는 유지하되, 저장소 단면의 크기를 0.5 m씩 변화시키면서 해석을 반복하였으며, 저장소의 단면 직경이 22 m이고 높이가 44 m일 때, 운영 사이클을 50회 반복하는 동안 주입모드의 출구온도가 목표 수준을 유지하는 것으로 나타났다.

2) 운영 사이클의 반복에 따른 저장소 내 온도분포 해석

본 연구에서 설정한 열에너지저장모델의 해석조건을 고려할 때, 암석 충전층 내 저장가능한 최대 열에너지량(E_{max})은 이론적으로 식 (30)과 같이 계산할 수 있으며, 이는 20°C의 암석 충전층을 모두 685°C로 가열하기 위해 필요한 에너지량이다.

$$\begin{aligned} E_{max} &= (1-\epsilon) V \rho_s c_s \Delta T = 0.65 \times 11^2 \pi \\ &\times 44 \times 2680 \times 860 \times (685 - 20) \\ &= 1.667 \times 10^{13} (J) \end{aligned} \quad (30)$$

만약 외부로의 에너지 손실, 압축공기와 암석 충전층 간 열교환 과정에서 발생하는 에너지 손실, 압축공기에 저장되는 에너지 등을 무시할 수 있다면, 이는 143 MW의 에너지율로 약 32.4시간 동안 압축공기를 공급하여야 충족할 수 있는 양이다. 즉 6시간의 주입모드를 통해 투입되는 에너지량은 E_{max} 의 약 18.5%에 해당하는 값이라고 할 수 있다.

Fig. 7은 6시간 주입모드, 6시간 대기모드, 6시간 토출모드, 6시간 대기모드의 첫 번째 운영사이클에 대한 해석 결과로서 열에너지저장소가 지하암반 내 위치하는 경우 주입모드와 토출모드에서의 저장소 내 온도분포를 2시간 간격으로 나타낸 것이다. 가로축은 온도를, 세로축은 저장소의 높이를 의미하며 곡선 위에 표시된 숫자는 주입 지속시간 또는 토출 지속시간을 나타낸다. 주입모드의 초기조건은 압축공기와 암석 충전층이 모두 20°C인 상태이며, 토출모드의 초기조건은 6시간 주입모드와 6시간 대기모드가 종료된 시점에서의 온도 조건이다.

첫 번째 사이클의 주입모드에서는 압축공기의 열에너지가 저장소 상부에 위치한 일부 암석 충전층을 가열하는 데에만 사용되며, 저장소 하부에서는 열교환이 거의 발생하지 않고 20°C의 출구온도를 유지한다. 주입모드 이후 6시간의 대기모드 동안 외부로의 열손실과 암석 충전층과의 열교환으로 인해 압축공기의 온도는 암석 충전층의 온도와 거의 동일한 수준까지 감소하게 되며, 이때의 온도 조건이 토출모드의 초기조건이 된다(Fig.

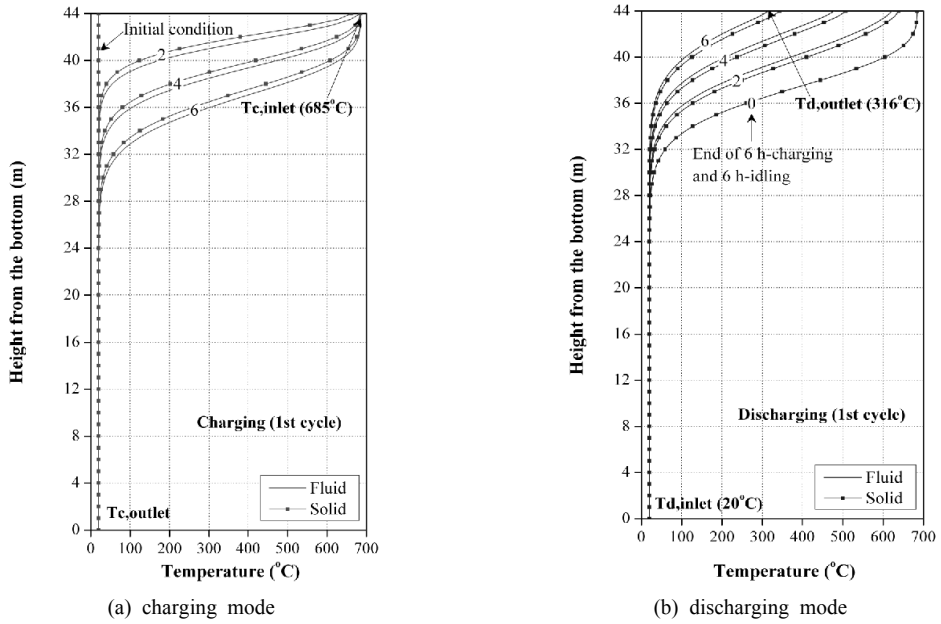


Fig. 7. Temperature distributions across the storage height in the 1st cycle of 6-hour charging, 6-hour idling, 6-hour discharging and 6-hour idling modes

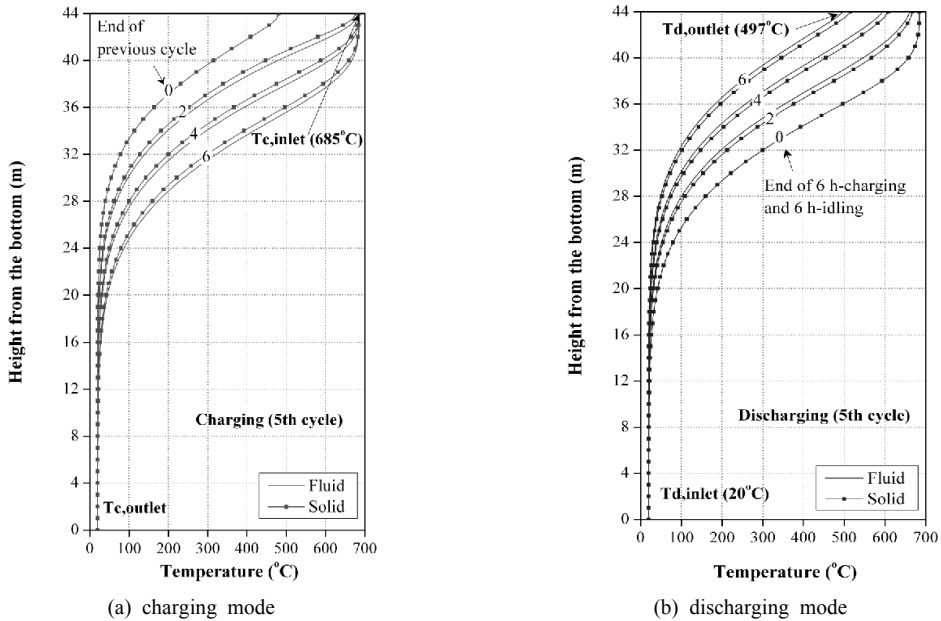


Fig. 8. Temperature distributions across the storage height in the 5th cycle of 6-hour charging, 6-hour idling, 6-hour discharging and 6-hour idling modes

7(b)의 숫자 0). 한편, 토출모드에서는 2시간 경과 시까지는 압축공기의 출구온도가 600°C 이상으로 유지되지

만, 종료 시점에서는 316°C로 감소한다. 압축공기의 온도는 토출모드가 끝나고 6시간의 대기모드를 거치는 동

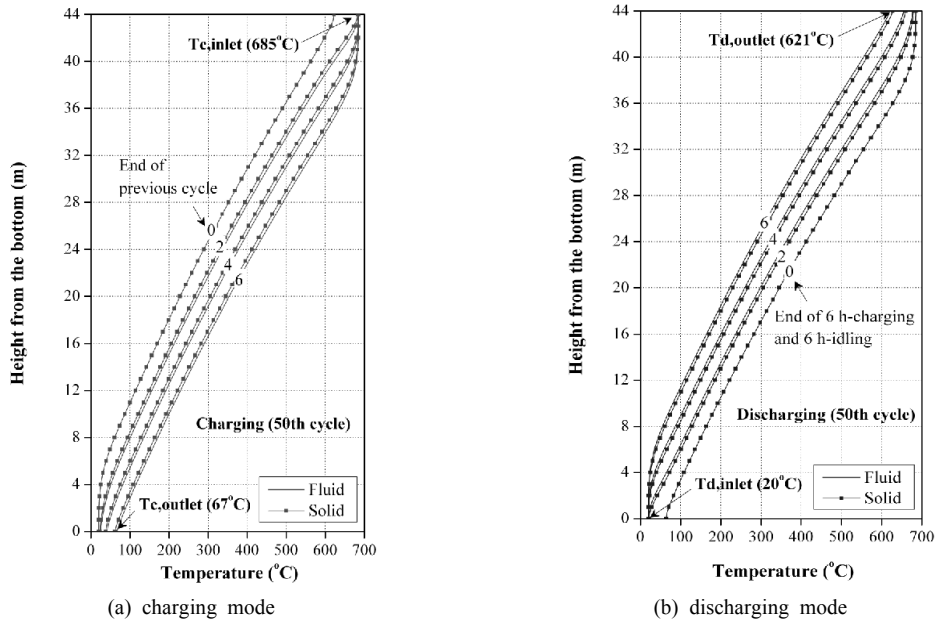


Fig. 9. Temperature distributions across the storage height in the 50th cycle of 6-hour charging, 6-hour idling, 6-hour discharging and 6-hour idling modes

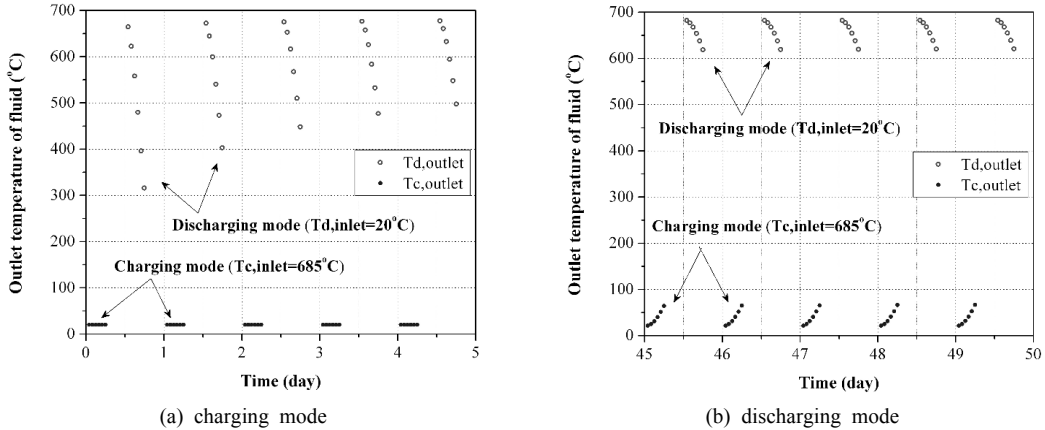


Fig. 10. Outlet temperature of fluid during charging and discharging modes

안 암석 충전층과의 열교환을 통해 다시 암석 충전층의 온도와 거의 동일한 수준까지 증가하게 된다.

Fig. 8과 Fig. 9는 5번째와 50번째 운영 사이클에서의 압축공기(fluid)와 암석 충전층(solid)의 온도 분포를 보여주는 것으로 그림에 대한 설명은 Fig. 7에서와 같다. 단, 주입모드의 초기조건은 이전 사이클의 종료 시점의 온도 조건을 의미한다. 운영 사이클이 반복됨에 따라서 주입모드와 토출모드에서 모두 저장소 내 더 넓은 영역에서 열교환이 일어남을 알 수 있고, 열성층화 면에서

도 보다 안정적인 온도구배를 이루고 있음을 정성적으로 확인할 수 있다. 주입모드와 토출모드 종료 시의 출구온도는 모두 증가하는 경향을 보이는데, 5번째 운영 사이클에서 20°C에 가까웠던 주입모드의 출구온도가 50번째에 이르러 최대 67°C를 나타내었고, 토출모드의 출구온도 역시 사이클 종료시 621°C로 나타났다. Fig. 10은 50일간의 운영 사이클 중 처음 다섯 사이클과 마지막 다섯 사이클의 주입모드와 토출모드에서 압축공기의 출구온도를 보여주는 것으로서, 이를 통해 운영

초기 주입모드의 출구온도가 급격한 변동을 보이다가 사이클이 반복됨에 따라 증가하는 것을 알 수 있다. 한편, 45일 이후 결과에서는 주입모드와 토출모드에서 모두 출구온도가 규칙적인 변화를 보이면서 안정화되는 경향을 확인할 수 있다.

3) 저장소 내 열에너지 수치 분석

본 연구에서는 열에너지의 주입 및 토출에 따른 저장소의 성능효율 및 에너지 손실을 평가하기 위하여 열에너지 수치분석을 실시하였다. 여기에서는 압축공기가 충전충을 유동하는 동안 발생하는 압력수두의 손실 및 역학적 에너지의 변화는 고려하지 않았다. 열에너지저장소 내부의 열흐름을 정상조건(steady state)이라고 가정하면, 단위 체적 내의 열에너지방정식을 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$E_{store} = \dot{E}_c + \dot{E}_d - E_{loss} \quad (31)$$

여기서, E_{store} 는 저장소 내의 압축공기와 암석 충전층에 저장된 에너지의 증가율, \dot{E}_c 는 주입모드에서 고온 압축공기에 의해 저장소로 주입되는 에너지율, \dot{E}_d 는 토출모드에서 저온 압축공기에 의해 저장소로부터 토출되는 에너지율, E_{loss} 는 유체로부터 외부로의 에너지손실률이며 각 항은 식 (32) ~ 식 (34)와 같이 표현할 수 있다.

$$\dot{E}_c = \dot{m}_c c_f (T_{c,inlet} - T_{c,outlet}(t)) \quad (32)$$

$$\dot{E}_d = \dot{m}_d c_f (T_{d,outlet}(t) - T_{d,inlet}) \quad (33)$$

$$E_{loss} = \int U\pi D(T_f(x, t) - T_\infty) dx \quad (34)$$

여기서, $T_{c,inlet}$ 과 $T_{d,inlet}$ 은 각각 주입모드와 토출모드에서 압축공기가 저장소로 유입될 때의 온도로 상수이며, $T_{c,outlet}$ 과 $T_{d,outlet}$ 은 주입모드에서는 저장소 하단, 토출모드에서는 저장소 상단에서의 압축공기 출구온도로서 시간의 함수이다. T_∞ 는 외부환경의 온도로서 지중 저장의 경우 암반의 온도, 지상저장의 경우 대기의 온도를 의미한다.

일정시간 동안 압축공기와 암석 충전층에 저장되는 열에너지(E_{store})는 식 (32) ~ 식 (34)를 식 (31)에 대입한 뒤 시간에 대하여 적분함으로써 구할 수 있으며, 압축공기와 암석 충전층에 저장되는 열에너지를 각각 $E_{f,store}$ 와 $E_{s,store}$ 로 정의하면 다음 식을 통해서도 계산이 가능하다.

$$\begin{aligned} E_{store} &= E_{f,store} + E_{s,store} \\ &= \int \rho_f c_f (T_f - T_{ref}) \epsilon \pi (D/2)^2 dx + \\ &\quad \int \rho_s c_s (T_s - T_{ref}) (1 - \epsilon) \pi (D/2)^2 dx \end{aligned} \quad (35)$$

여기서 T_{ref} 는 에너지 계산을 위한 기준온도로서 상온 조건인 20°C로 설정하였다.

Fig. 11은 50일간의 운영 사이클 중 처음 다섯 사이클과 마지막 다섯 사이클에서 \dot{E}_c , \dot{E}_d , E_{loss} 의 변화를 1시간 간격으로 나타낸 것이다. 각 그림에는 두 개의 세로 좌표축이 사용되었으며 \dot{E}_c 와 \dot{E}_d 는 좌측의 좌표축을,

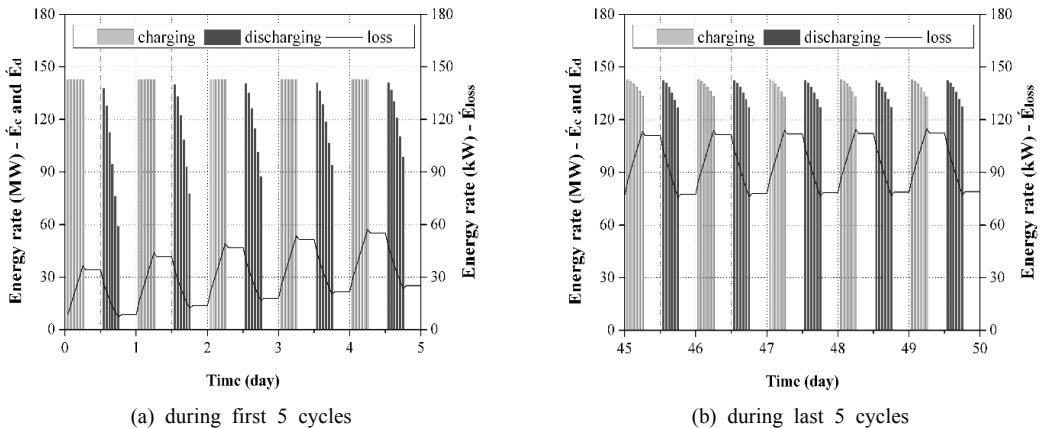


Fig. 11. Energy rate over 50 cycles

\dot{E}_{loss} 는 우측의 좌표축을 참조하여야 한다.

주입에너지율(\dot{E}_c)은 운영 초기에는 대체로 143 MW 전후의 일정한 값을 나타내는데, 이는 압축공기의 출구 온도가 20°C를 유지하고 있음을 의미한다(식 (25), 식 (32)). 그러나 운영 사이클이 반복됨에 따라서 에너지 저장량이 증가하고, 주입모드의 출구온도가 20°C 이상으로 상승하게 되므로 주입에너지율은 오히려 감소하게 된다. 마지막 사이클에서 주입 후 1시간 경과 시 \dot{E}_c 의 값은 142.6 MW에서 6시간 경과 시 132.9 MW로 감소한 것을 확인할 수 있다.

한편, 토출에너지율(\dot{E}_d)을 살펴보면, 운영 초기에는 주입에너지율에 비해 현저히 낮은 수치를 보일 뿐만 아니라 토출이 지속됨에 따라 급격히 감소하는 경향을 보인다. 첫 번째 운영 사이클에서 토출 1시간 경과 시 \dot{E}_d 의 값이 137.9 MW에서 58.9 MW로 감소한 것을 관찰할 수 있다. 그러나 운영 사이클이 반복됨에 따라 45일 이후에는 규칙적인 에너지율의 변화를 보이게 되며, 50 번째 운영 사이클에서 127.3 ~ 142.4 MW 범위 내에서 변동이 크지 않고 안정적인 형태로 수렴하는 것으로 나타났다.

에너지 손실률(\dot{E}_{loss})은 저장소 내부와 외부환경의 온도차에 크게 좌우된다. 이에 따라 저장소 내의 평균 온도가 높아지는 주입모드에서는 에너지 손실률이 증가하고, 반대로 토출모드에는 감소하는 경향을 보인다. 운영 초기에는 사이클이 반복되면서 점진 증가하는 경향을 보이지만, 50일 경과 시에는 열에너지 손실률이 77.0 ~ 114.7 kW 사이에서 규칙적으로 변화하는 것을 확인할 수 있다.

4) 열에너지저장소의 입지조건에 따른 성능효율 분석

본 연구에서는 동일한 조건의 열에너지저장소가 천부 지하암반과 지상에 위치하는 경우를 모델링하고 각 조건에서의 성능효율(Performance efficiency)을 정량적으로 비교분석하였다. 저장소가 지중에 위치하는 경우에는 외벽을 통한 열손실이 전도에 의해서만 발생하고, 지상에 위치하는 경우에는 대기의 대류에 의해 발생하는 것으로 가정하였다. 이론적으로 열평형방정식에 있어 두 조건에서의 차이점을 결정짓는 요소는 총합열전달계수 U (식 (10))이며, 이와 관련된 내용은 앞서 4.1절과 4.2절에서 자세히 다루었다.

본 절에서는 각 조건에서의 성능효율을 비교하기 위한 지표로서 토출효율(discharging efficiency, $\eta_{discharge}$)과 열손실률(Heat loss ratio, η_{loss})을 다음과 같이 정의하였다.

$$\eta_{discharge} = \frac{\hat{E}_d}{\hat{E}_c} \quad (36)$$

$$\eta_{loss} = \frac{\hat{E}_{loss}}{\hat{E}} \times 100(\%) \quad (37)$$

식 (36)과 식 (37)에서 \hat{E}_c , \hat{E}_d , \hat{E}_{loss} 는 각각 한 사이클에서 계산된 주입에너지, 토출에너지, 손실에너지를 의미한다. 사이클당 저장소 내로 주입되고 이로부터 토출되는 열에너지는 식 (32)의 \dot{E}_c 와 식 (33)의 \dot{E}_d 를 각 모드의 지속시간(6시간) 동안 적분함으로써 계산할 수 있으며, 손실에너지는 식 (34)의 \dot{E}_{loss} 를 해당 사이클의 지속시간(1일) 동안 적분함으로써 산정할 수 있다.

주입모드에서 685°C로 유입된 압축공기가 모든 열에너지를 암석 충전층에 전달한 뒤 20°C로 유출되는 이상적인 저장시스템에서는 한 사이클당 주입가능한 최대 에너지 $\hat{E}_{c,max}$ 가 3087.8 GJ이지만, 본 연구에서와 같이 주입모드 목표 출구온도를 70°C 이하로 설정한 경우에는 실제 \hat{E}_c 가 $\hat{E}_{c,max}$ 보다 작게 된다. 토출모드에서 역시 입구온도가 20°C인 압축공기가 암석 충전층으로부터 열에너지를 전달받아 가급적 고온으로 유출되는 것이 바람직하지만, 열교환이나 외부환경으로 인한 열에너지 손실을 완전히 차단할 수 없으므로 685°C의 출구온도를 기대하기는 어렵다. 이 경우 유효에너지(available energy) 측면에서 열에너지 소비처의 목적에 부합하는 토출모드의 목표 출구온도를 설정할 필요가 있을 것이다. 여기에서는 주입모드의 목표 출구온도(70°C, 20+50°C)와 마찬가지로 토출모드의 목표 출구온도를 635°C (685-50°C)로 설정하였으며, 목표 온도 이상의 토출에너지만을 유효토출에너지($\hat{E}_{d,available}$)로 가정하였다. 따라서 토출효율은 식 (38)과 같이 재정의할 수 있다.

$$\eta_{discharge} = \frac{\hat{E}_{d,available}}{\hat{E}_c} \quad (38)$$

Fig. 12는 열에너지저장소가 지하암반 내에 위치하는 경우 운영사이클에 따른 에너지 분석 결과를 보여주는 것이다. 운영사이클의 반복에 따라 주입모드 출구온도가 감소하면서 \hat{E}_c 역시 감소하는 경향을 나타내며, \hat{E}_d 와 $\hat{E}_{d,available}$ 은 모두 증가하지만 \hat{E}_d 에 비하여 $\hat{E}_{d,available}$ 이 현저히 작은 값을 나타냄을 확인할 수 있다.

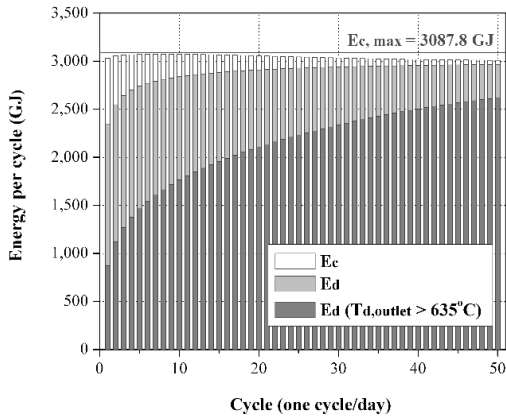


Fig. 12. Energy-per-cycle over 50 cycles

Fig. 13과 Fig. 14는 각각 열에너지 저장소의 입지조건에 따른 토출효율(discharging efficiency, $\eta_{discharge}$)과 열손실률(Heat loss ratio, η_{loss})을 보여준다. 두 지표를 통해 열에너지저장소가 지하암반에 위치하는 경우가 지상에 위치하는 경우에 비해 양호한 성능효율을 나타냄을 확인할 수 있다. 50번째 운영사이클의 토출효율은 지하, 지상(하절기), 지하(동절기)조건에서 각각 0.867, 0.777, 768로 나타났다. 지상조건에서 절기의 영향이 크게 나타나지는 않았으나, 지하조건과 비교할 때 현저히 작은 값을 나타냄을 확인할 수 있다. 50번째 운영사이클에서 지하조건과 지상조건(동절기)의 $\hat{E}_{d,available}$ 은 각각 2614.9, 2322.7 GJ로, 약 290 GJ의 차이를 보였는데, 연간 1인당 가정용 전기사용량이 약 18.8 GJ (5221 kWh, 한국전력공사, 2013)임을 감안하면 결코 무시할 수 없는 수치라고 할 수 있다.

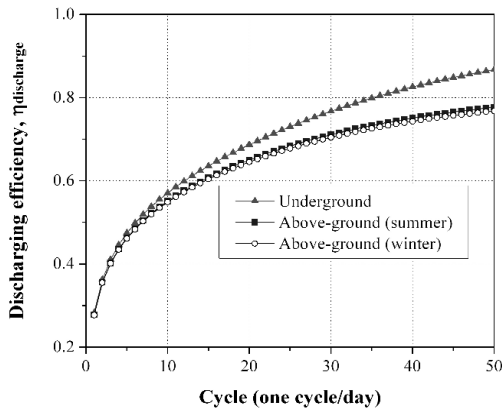


Fig. 13. Discharging efficiency over 50 cycles

한편, 운영사이클이 반복됨에 따라서 열에너지저장소 내부와 외부환경의 온도차가 증가하면서 열손실률의 수치가 함께 증가하는 것을 확인할 수 있다. 고성능의 단열조건(0.1 W/(mk), 15 cm)을 가정하였으므로 벽면을 통한 열에너지 손실이 상대적으로 작은 수치를 나타내었으나, 50번째 운영사이클에서 주입에너지의 0.274% (지하), 1.527%(지상, 하절기), 1.692%(지상, 동절기)에 해당하는 열에너지가 벽면을 통해 손실되는 것으로 나타났다. 이때의 손실에너지는 차례로 8.3, 46.2, 51.2 GJ로서 열에너지저장소가 지상에 위치하는 경우, 지하암반 내 위치하는 경우에 비해서 열손실이 5.5 ~ 6.2배 크게 나타남을 확인할 수 있다.

5. 결론 및 향후 연구방향

본 연구에서는 충전층을 이용한 열에너지저장의 기술 개요와 특징을 살펴보고, 저장소 내 열흐름 및 열에너지 수치를 분석하기 위한 수치모델을 제시하였다. 68 °C 이상의 고온의 열에너지저장소가 지하암반 내에 위치하는 경우와 지상에 위치하는 경우를 각각 모델링하고 열에너지 수치 분석을 통하여 성능효율을 비교, 분석하였다. 해석모델은 100 MW 발전 규모의 AA-CAES와 연계된 열에너지저장시설로서 열에너지 주입과 토출에 따른 저장소 내부의 온도 분포 및 압축공기 출구 온도를 살펴봄으로써 저장소 크기와 운영사이클의 산정에 있어 고려해야 할 사항들에 대하여 논의하였다.

열에너지 저장소의 운영 초기에는 상대적으로 낮은 주입에너지율로 인하여 저장소 상부의 충전층에서만 열교환이 발생하고 토출에너지율도 낮게 나타나지만, 운영 사이클의 반복과 함께 에너지 저장량이 증가하면

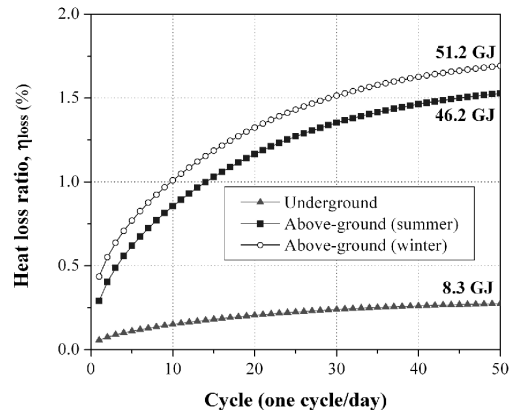


Fig. 14. Heat loss ratio over 50 cycles

서 토출에너지율과 출구온도가 모두 규칙적인 패턴으로 수렴하는 경향을 나타내었고, 열성층화 면에서도 안정적인 온도구배를 나타내었다. 열에너지저장소의 입지 조건에 따라 열에너지를 분석하고 성능효율을 평가한 결과, 저장소가 암반 내 위치할 경우 토출효율이나 열손실률 면에서 더 유리한 조건을 가지고 있음을 확인할 수 있었다. 덧붙여, 지상의 경우 대기온도뿐만 아니라 강우나 풍속에 의해 대류열전도도가 가변적인 반면, 지하암반은 온도나 열전도도가 거의 변하지 않는다는 점을 고려할 때 저장소의 안정적 운영이라는 측면에서도 지하암반 내 열에너지저장의 장점을 찾을 수 있다.

본 논문에서 소개된 충전층 열에너지저장의 열흐름 및 열에너지 분석법은 다양한 열저장매질이나 열전달 유체에 대한 민감도 분석에 적용가능하고, 저장소 규모나 단열조건에 따른 운영 사이클의 설계와 효율분석에 활용할 수 있을 것으로 기대된다. 또한, 시간에 따른 저장소의 온도분포 프로파일은 암반 저장공동의 열적, 역학적, 수리적 안정성 해석에 경제조건을 제공할 수 있을 것이다. 그러나 향후 열에너지저장시설의 효율을 보다 합리적으로 평가하기 위해서는 저장시스템 내 열흐름 해석뿐만 아니라 유체의 압력강하와 역학적 에너지 분석이 고려될 필요가 있고, 열에너지저장소와 연계된 지상설비에 대한 효율 평가가 수반되어야 할 것이다. 또한, 지상저장시설에 대한 암반공동의 저장의 타당성 확보를 위해 성능효율 분석 이외에도 경제성에 대한 평가가 향후 연구에 반영되어야 할 것이다.

감사의 글

본 연구는 한국지질자원연구원의 기본연구사업인 ‘지하암반내 열에너지 저장을 위한 핵심기술 개발(과제코드 GP2012-001)’의 일환으로 수행되었습니다.

Reference

- Alkilani, M.M., Sopian, K., Alghoul, M., Sohif, M., Ruslan, M., 2011, Review of solar air collectors with thermal storage units. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 15, pp. 1476-1490.
- Anderson, J.D.J., 1995, *Computational Fluid Dynamics*. McGraw-Hill.
- Beek, J., 1962, Design of packed catalytic reactors. *Advances in Chemical Engineering*, Vol. 3, pp. 203-271.
- Bergman, T.L., Lavine, A.S., Incropera, F.P., DeWitt, D.P., 2011, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. Seventh edition, Wiley, Hoboken, pp. 605.
- Brosseau, D., Kelton, J.W., Ray, D., Edgar, M., 2005, Testing of thermocline filler materials and molten-salt heat transfer fluids for thermal energy storage systems in parabolic trough power plants. *J. Sol. Energy Eng.*, Vol. 127, pp. 109-116.
- Coutier, J.P., Farber, E., 1982, Two applications of a numerical approach of heat transfer process within rock beds. *Solar Energy*, Vol. 29, pp. 451-462.
- Crandall, D.M., Thacher, E.F., 2004, Segmented thermal storage. *Solar Energy*, Vol. 77, pp. 435-440.
- Hesari, F., Parsa, S., Khashechi, A., 2004, Behavior of packed bed thermal storage. *International Journal of Engineering, Trans. A: Basics* 16, pp. 181-192.
- Gabbielli, R., Zamparelli, C., 2009, Optimal design of a molten salt thermal storage tank for parabolic trough solar power plants. *Journal of solar energy engineering*, Vol. 131, pp. 041001.
- Ismail, K., Stuginsky Jr, R., 1999, A parametric study on possible fixed bed models for PCM and sensible heat storage. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 19, pp. 757-788.
- Hänchen, M., Brückner, S., Steinfeld, A., 2011, High-temperature thermal storage using a packed bed of rocks-heat transfer analysis and experimental validation. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, pp. 1798-1806.
- Kim, Y.-M., Lee, J.-H., Kim, S.-J., Favrat, D., 2012, Potential and evolution of compressed air energy storage: energy and exergy analyses. *Entropy*, Vol. 14, pp. 1501-1521.
- Korea Meteorological Administration, 2011, *Climatological Normals of Korea (1981~2010)*. <http://www.kma.go.kr>.
- Korea Meteorological Administration, 2012, *Statistical Analysis of Climate on August and Summer Season (June~August)*. <http://www.kma.go.kr>.
- Korea Meteorological Administration, 2013, *Data Analysis of Climate on February and Winter Season (June~August)*. <http://www.kma.go.kr>.
- Korea Electric Power Corporation, 2013, *Kepeco in Brief (Second Half of Year in 2012)*. <http://cyber.kepeco.co.kr>.
- Mawire, A., McPherson, M., Heetkamp, R.v.d., Mlatho, S., 2009, Simulated performance of storage materials for pebble bed thermal energy storage (TES) systems. *Applied Energy*, Vol. 86, pp. 1246-1252.
- Michels, H., Pitz-Paal, R., 2007, Cascaded latent heat storage for parabolic trough solar power plants. *Solar Energy*, Vol. 81, No. 6, pp. 829-837.
- Li, P., Van Lew, J., Chan, C., Karaki, W., Stephens, J., O'Brien, J., 2012, Similarity and generalized analysis of efficiencies of thermal energy storage systems. *Renewable Energy*, Vol. 39, pp. 388-402.
- RWE Power, 2011, *ADELE-Adiabatic compressed-air energy storage for electricity Supply*. Brochure, <http://www.rwe.com>.
- Schumann, T.E., 1929, heat transfer: a liquid flowing through a porous prism. *Journal of the Franklin Institute*, Vol. 208, pp. 405-416.
- Singh, H., Saini, R.P., Saini, J.S., 2010, A review on packed bed solar energy storage systems. *Renewable and*

- Sustainable Energy Reviews, Vol. 14, pp. 1059-1069.
23. SKANSKA, 1983, Swedish rock technique: Lyckebo seasonal energy storage plant. SKANSKA technical brochure.
 24. Stephan, K., Laesecke, A., 1985, The thermal conductivity of fluid air. *J. Phys. Chem. Ref. Data*, Vol. 14, No. 1, 227-234.
 25. Tsotsas, E., Schlünder, 1990, Heat transfer in paced beds with fluid flow: Remarks on the meaning and the calculation of a heat transfer coefficient at the wall. *Chemical Engineering Britain*, Vol. 45, No. 4, pp. 819-837.
 26. Xu, C., Wang, Z., He, Y., Li, X., Bai, F., 2012, Sensitivity analysis of the numerical study on the thermal performance of a packed-bed molten salt thermocline thermal storage system. *Applied Energy*, Vol. 92, pp. 65-75.
 27. Zanganeh, G., Pedretti, A., Zavattoni, S., Barbato, M., Steinfeld, A., 2012, Packed-bed thermal storage for concentrated solar power—Pilot-scale demonstration and industrial-scale design. *Solar Energy*, Vol. 86, pp. 3084-3098.
 28. Zbogar, A., Frandsen, F.J., Jensen, P.A., Glarborg, P., 2005, Heat transfer in ash deposits: A modelling tool-box. *Progress in energy and combustion science*, Vol. 31, pp. 371-421.
 29. Zunft, S., Jakiel, C., Koller, M., Bullough, C., 2006, Adiabatic compressed air energy storage for the grid integration of wind power. *Sixth International Workshop on Large-Scale Integration of Wind Power and Transmission Networks for Offshore Windfarms*, pp. 26-28.

**박정욱**

2003년 서울대학교 공과대학 지구환경
시스템공학부 공학사
2006년 서울대학교 대학원 지구환경시
스템공학부 공학석사
2011년 서울대학교 대학원 에너지시스
템공학부 공학박사

Tel: 042-868-3246

E-mail: jwpark@kigam.re.kr

현재 한국지질자원연구원 지구환경연
구본부 연구원

**류동우**

1994년 서울대학교 공과대학 자원공학
과 공학사
1996년 서울대학교 대학원 자원공학과
공학석사
2000년 서울대학교 대학원 지구환경시
스템공학부 공학박사

Tel: 042-868-3099

E-mail: dwryu@kigam.re.kr

현재 한국지질자원연구원 지구환경연
구본부 책임연구원

**박도현**

1998년 서울대학교 공과대학 자원공학
과 공학사
2000년 서울대학교 대학원 자원공학과
공학석사
2009년 서울대학교 대학원 지구환경시
스템공학부 공학박사

Tel: 042-868-3913

E-mail: parkdo@kigam.re.kr

현재 한국지질자원연구원 지구환경연
구본부 선임연구원

**최병희**

1988년 서울대학교 공과대학 자원공학
과 공학사
2002년 전남대학교 대학원 자원공학과
공학석사
2005년 전남대학교 대학원 지구시스템
공학과 공학박사

Tel: 042-868-3237

E-mail: bhchoi@kigam.re.kr

현재 한국지질자원연구원 지구환경연
구본부 책임연구원

**신중호**

1983년 서울대학교 공과대학 자원공학
과 공학사
1985년 서울대학교 공과대학 자원공학
과 공학석사
1990년 서울대학교 공과대학 자원공학
과 공학박사

Tel: 042-868-3242

E-mail: jhsynn@kigam.re.kr

현재 한국지질자원연구원 지구환경연
구본부 책임연구원

**선우춘**

1978년 서울대학교 공과대학 자원공학
과 공학사
1984년 서울대학교 대학원 자원공학과
공학석사
1985년 Paris VI 대학(France) DEA
1988년 Paris VI 대학 지구구조학과
(France) 공학박사

Tel: 042-868-3235

E-mail: sunwoo@kigam.re.kr

현재 한국지질자원연구원 지구환경연
구본부 책임연구원