<학술논문> DOI http://dx.doi.org/10.3795/KSME-B.2011.35.12.1343 ISSN 1226-4881

초월임계 운전에 의한 저온 열원 랭킨 동력 사이클의 출력 향상 가능성§

백영진*· 김민성*†· 장기창*· 이영수*· 나호상*
* 한국에너지기술연구원 신재생에너지연구본부

Power Enhancement Potential of a Low-Temperature Heat-Source-Driven Rankine Power Cycle by Transcritical Operation

Young-Jin Baik, Minsung Kim†, Ki-Chang Chang, Young-Soo Lee and Ho-Sang Ra
* New and Renewable Energy Department, Korea Institute of Energy Research

(Received May 11, 2011 ; Revised July 28, 2011 ; Accepted July 29, 2011)

Key Words : Transcritical Cycle(초월임계 사이클), Low-temperature Heat Source(저온 열원), HFC-125

초록: 본 연구에서는 100℃의 저온 열원을 이용하여 구동되는 랭킨 동력 사이클에 대하여, HFC-134a 를 이용한 아임계 운전을 할 경우의 출력과 HFC-125 를 이용한 초월임계 운전을 할 경우의 출력을 서로 비교함으로써, 초월임계 운전에 의한 출력 향상 가능성을 연구하였다. 서로 다른 두 사이클들의 출력을 공정하게 비교하기 위하여, 각 사이클들을 3 개의 설계인자를 이용하여 최적화 하였다. 이 때, 보다 현실적인 결과를 위하여 기존의 연구와는 달리, 열교환 과정에서 작동유체의 열전달 및 압력강하 특성을 고려하였다. 시뮬레이션 결과, HFC-125 초월임계 사이클의 출력이 HFC-134a 아임계 사이클의 출력에 비해 본 연구의 시뮬레이션 조건 하에서 9.4% 향상 될 수 있음을 보였다.

Abstract: In this study, the power enhancement potential of a Rankine power cycle by transcritical operation was investigated by comparing the power of an HFC-134a subcritical cycle with that of an HFC-125 transcritical cycle, for a low-grade heat source with a temperature of about 100°C. For a fair comparison using different working fluids, each cycle was optimized by three design parameters from the viewpoint of power. In contrast to conventional approaches, the working fluid's heat transfer and pressure drop characteristics were considered in the present approach, with the aim of ensuring a more realistic comparison. The results showed that the HFC-125 transcritical cycle yields 9.4% more power than does the HFC-134a subcritical cycle under the simulation conditions considered in the present study.

- 기호설명 -

D : 외측관의 직경 [m]
d : 내측관의 직경 [m]
e : 물리적 엑서지 [J/kg], $e=(h-h_0)-T_0(s-s_0)$
$\dot{E}_D$: 엑서지 파괴율 [W]
$\dot{E}_L$: 엑서지 손실률 [W]
f : 마찰계수
h : 열전달계수 [W/m^{2}K]
i : 엔탈피 [J/kg]
k : 내측관의 열전도계수 [W/mK]
L : 길이 [m]
$\dot{m}$: 질량유량 [kg/s]
P : 압력 [kPa]
$\dot{Q}$: 전열량 [W]
T : 온도 [℃]
UA : 총열관류율 [W/K]
$\dot{W}$: 동력 [W]
x : 건도

하첨자
C : 응축기
CI : 냉각수 입구
CO : 냉각수 출구

§ 이 논문은 2011 년도 대한기계학회 열공학부문 춘계 학술대회(2011. 5. 12.-13., 롯데부여리조트) 발표논문임
† Corresponding Author, minsungk@kier.re.kr
© 2011 The Korean Society of Mechanical Engineers

CW : 냉각수
HI : 열원수 입구
HO : 열원수 출구
HW : 열원수
i : 내측관
p : 펌프
r : 작동유체
t : 터빈
s : 단열과정
V : 증기발생기
0 : 기준상태, T=20℃ 및 P=101.325 kPa
1-4 : 상태점

그리스문자
η : 단열효율

1. 서 론

열에너지를 전기에너지로 변환시키기 위한 다양한 연구들이 오랫동안 진행되어 왔으나, 현재 대부분의 상용화된 응용분야는 온도차를 이용한 열역학적 동력 사이클인 랭킨 사이클을 근간으로 하고 있다. 전통적인 랭킨 사이클 연구는 화석연료 등의 연소열을 에너지원으로 사용하는 스팀 랭킨 사이클에 관한 연구로서, 한정된 연소열 조건하에서 주로 사이클의 효율(1 법칙 효율)을 향상시키는 것에 목적을 두고 있었다.

한편, 최근에는 비화산지대의 지열, 해양온도차 등 저온성 신 · 재생에너지원이 부각되면서 이들에 적합한 유기화합물 작동유체를 찾는 연구가 꾸준히 수행되고 있다.[1~6] 특히, 신 · 재생에너지원을 이용하는 경우, 과거의 화석연료 이용 사이클과는 달리, 이용 후 저온이 된 열원을 비용을 들여 재가열하지 않으므로, 사이클의 1 법칙 효율보다는 사이클의 실제 산출물(product)이라 할 수 있는 출력(즉, 2 법칙 효율 또는 엑서지 효율)을 성능지표로 하고, 이를 향상 및 극대화시키기 위한 연구가 주목을 받고 있다.[4,5]

이와 관련하여, 랭킨 사이클의 가열과정을 초임계 조건하에서 수행하는 초월임계 사이클을 구현하면, 출력 향상의 가능성이 있음이 보고되었다.[6~12] 또한, 이러한 동기에서, 이산화탄소를 이용하여 초월임계 사이클을 실험적으로 구현해보고자 하는 시도도 이루어졌다.[13,14]

그럼에도 불구하고, 저온 열원을 이용하는 초월임계 사이클과 아임계 랭킨 동력사이클의 출력 비교에 관한 연구는 몇몇 연구에 국한된다. Chen 등(2006)[7]은 이산화탄소 초월임계 사이클이 R123 아임계 사이클에 비해 미미하지만 높은 출력을 갖는다고 보고한 바 있으며, Saleh 등(2007)[6]은 지열발전 분야에 대해 출력 측면에서 초월임계 사이클을 추천하였다. Gu 와 Sato(2002)[12]도 230°C 의 지열원에 대하여 초월임계 사이클을 이용하면 기존의 아임계 사이클에 비해 더 높은 출력을 얻을 수 있음을 주장하였다.

그러나, 기존의 모든 연구들은 열교환 과정에서 작동유체의 열전달 및 압력강하 특성을 고려하지 않은 한계를 갖고 있다. 실제 사이클의 출력은 열원수 및 냉각수의 입구 조건, 그리고 작동유체의 특성에 따라 변화하므로, 서로 다른 두 사이클들의 출력을 공정하게 비교하기 위해서는 작동유체의 열전달 및 압력강하 특성을 고려하는 것이 필요하다.

기존의 연구와는 달리, 본 연구에서는 열교환기 해석에 유한체적법을 사용함으로써 작동유체의 열전달 및 압력강하 특성을 고려하였다. 또한, 열원수 및 냉각수의 입구온도 및 유량 조건을 구속 조건으로 하였다. 이렇게 함으로써, 기존의 연구와는 달리 응축온도가 작동유체의 열전달 특성 및 냉각수 조건 등에 의해 결정될 수 있도록 하여, 보다 현실적인 시뮬레이션 결과를 얻을 수 있도록 하였다.

본 연구의 목적은 열원 및 냉각수 유량 조건이 주어진 경우에 대해, 약 100℃ 근처의 저온 열원을 이용하는 HFC-134a 아임계 랭킨 사이클의 출력과 HFC-125 초월임계 사이클의 출력을 서로 비교함으로써, 초월임계 운전에 의한 출력 향상 가능 여부를 판단하는 것에 있다.

이를 위하여, 현재 냉동 · 공조용으로 널리 사용되고 있는 HFC-134a 를 작동유체로 하는 아임계 ORC(Organic Rankine Cycle)와 HFC-125 를 작동유체로 하는 초월임계 사이클을 각각 모델링하고, pattern search algorithm[15,16]을 이용하여 출력을 극대화 시킬 수 있는 운전 조건을 도출하였다. 다음, 각각의 극대 출력 조건에서 두 사이클들을 비교하였다.

초월임계 사이클을 구성하려면 작동유체의 임계온도가 열원의 온도보다 낮고, 냉각수의 온도보다 높아야 한다. 이러한 작동유체로서 본 연구에서는 HFC-125 를 고려하였다.[22] 한편, 아임계 사이클을 위한 작동유체로서 HFC-134a 를 고려하였는데, 이는 저온 지열원과의 성공적인 상용화 사례[27]와

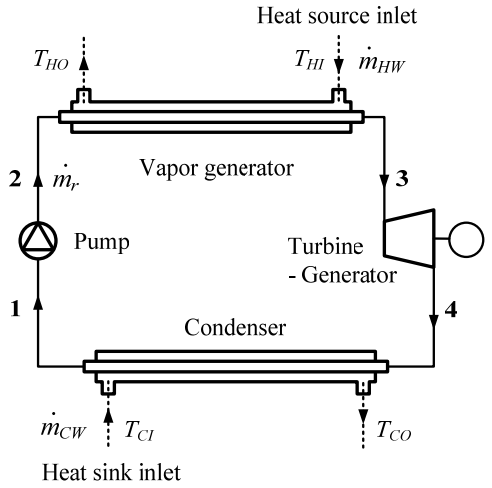

Fig. 1 Schematic diagram of the Rankine cycle

선행 연구결과[1]에 따른 것이다. HFC-134a 는 임계 온도가 높아 본 연구에서 고려하고 있는 열원 조건에서는 초월임계 사이클을 구성할 수 없다.

2. 사이클 모델링 및 시뮬레이션

Fig. 1 은 본 연구에서 고려하고 있는 아임계 및 초월임계 사이클의 개략도를 나타낸다. 응축기를 지난 작동유체(Fig. 1 의 1 점)는 가압된 후(2 점), 열원(heat source)으로부터 열을 받아 과열증기가 된다(3 점). 여기서 2 점과 3 점의 압력을 임계압력보다 낮게 운전하면 아임계 사이클, 임계압력보다 높게 운전하면 초월임계 사이클이 된다. 다음, 터빈-발전기를 통과하며 팽창되어 저압이 된 작동유체(4 점)는 냉각수(heat sink)와 열교환을 하여 응축된 다음(1 점), 다시 가압되는 사이클을 이룬다.

동력 사이클은 사이클 각부의 온도, 압력, 유량 등 다양한 설계인자를 갖는다. 본 연구에서는 3 개의 인자를 택하여 사이클의 출력을 극대화 하였다. 첫 두 인자는 터빈 입구 온도 T_3와 압력 P_3이다. 이 두 인자는 매우 직관적이며, 주어진 열원 및 냉각수 조건하에서 항상 유일한 계산 결과를 갖도록 한다. 마지막 인자는 총 전열면적 중 증기발생기 전열면적의 비율인 $L_V/(L_V+L_C)$ 이다. 이상과 같이 3 개의 설계 인자가 주어지면 사이클의 미지수는 i_1, P_1, $\dot{m}_r$, T_2, P_2, i_4 및 P_4의 총 7 개가 된다. 이를 찾기 위해 풀어야 할 방정식은 다음의 연립방정식 (1)과 같으며, Newton-Raphson 방법을 이용하여 풀었다.

$$
\begin{aligned}
f_1 &= T_{3,given} - T_3(function\ of\ \dot{m}_r, T_2, P_2\ and\ L_{V,given}) \\
f_2 &= P_{3,given} - P_3(function\ of\ \dot{m}_r, T_2, P_2\ and\ L_{V,given}) \\
f_3 &= \eta_{t,given} - \eta_t(function\ of\ T_{3,given}, P_{3,given}, i_4\ and\ P_4) \\
f_4 &= i_{1,prev.\,step} - i_1(function\ of\ \dot{m}_r, i_4, P_4\ and\ L_{C,given}) \\
f_5 &= P_{1,prev.\,step} - P_1(function\ of\ \dot{m}_r, i_4, P_4\ and\ L_{C,given}) \\
f_6 &= x_{1,given} - x_1(function\ of\ i_1\ and\ P_1) \\
f_7 &= \eta_{p,given} - \eta_p(function\ of\ i_1, P_1, T_2\ and\ P_2)
\end{aligned}
\tag{1}
$$

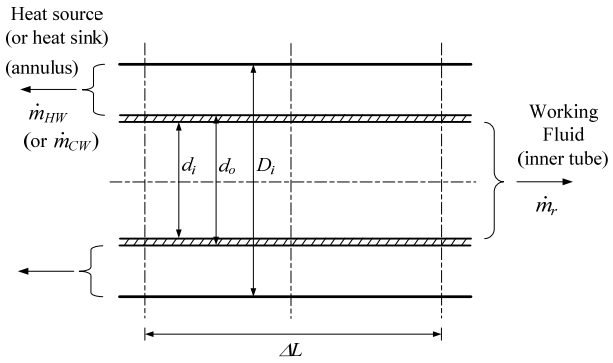

Fig. 2 Schematic diagram of a heat exchanger segment

f_1 및 f_2 값은 증기발생기 모델로부터 구하고, f_4 및 f_5 값은 응축기 모델로부터 구한다. f_3 및 f_7 값은 다음의 펌프 및 터빈의 단열효율 정의로부터 구한다.

$$\eta_p = (i_{2s} - i_1)/(i_2 - i_1) \tag{2}$$

$$\eta_t = (i_3 - i_4)/(i_3 - i_{4s}) \tag{3}$$

증기발생기 및 응축기는 Fig. 1 및 Fig. 2 에 나타낸 바와 같이 이중관형 열교환기로 가정하였다. 사이클의 작동유체 HFC-134a 또는 HFC-125 는 내측관(inner tube) 내부로 흐르며, 열원수 또는 냉각수는 환상(annulus) 공간으로 대향류로 흐른다. 이 때, 관 길이 방향으로의 물성 변화를 고려하기 위하여 증기발생기 및 응축기를 길이 방향 등간격으로 각각 30 개의 미소 열교환기로 나누어 해석하였다. 즉, 증기발생기 및 응축기는 각각 30 개의 미소 이중관 열교환기가 직렬로 연결된 것으로 이해할 수 있다. i 번째 미소 열교환기의 전열량은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q^i = (UA)^i\,(\mathrm{LMTD})^i \tag{4}$$

i 번째 미소 열교환기의 총열관류율은 다음과 같다.

$$\frac{1}{(UA)^i}=\frac{1}{(h_i)^i\cdot\pi d_i\Delta L}+\frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi\Delta Lk}+\frac{1}{(h_o)^i\cdot\pi D_i\Delta L} \quad (5)$$

증기발생기 모델은 $\dot{m}_r, T_2, P_2$ 및 $L_{V,given}$ 값을 입력 변수로 하여 증기발생기 출구 상태인 T_3, P_3 및 T_{HO} 값을 계산한다. 한편, 응축기 모델은 $\dot{m}_r, i_4, P_4$ 및 $L_{C,given}$ 값을 입력 변수로 하여 응축기 출구 상태인 i_1, P_1 및 T_{CO} 값을 계산한다.

아임계 사이클의 작동유체 증발 열전달계수는 Gungor and Winterton(1987)[17]의 상관식을, 단상 열전달계수는 Gnielinski(1976)[18]의 상관식을, 응축 열전달계수는 Shah(1979)[19]의 상관식을 이용하여 계산하였다. 초임계 유체의 관내 열전달계수는 Petukhov-Kirillov(1958)[20] 및 Krasnoshchekov-Protopopov (1966)[21]의 상관식을 이용하여 구하였으며, 이 때, HFC-125 의 의사임계온도(pseudocritical temperature)는 Baik 등(2011)[22]의 상관식을 이용하여 구하였다.

한편, 열원수 및 냉각수도 단상 열전달 과정을 겪으므로, Gnielinski(1976)[18]의 상관식을 이용하여 열전달계수를 계산하였다. 여기서, 계산의 편의를 위하여 물의 모든 물성치는 온도만의 함수로 가정하였고, 물측의 압력강하는 무시하였다.

증기발생기 및 응축기내 i 번째 미소 열교환기의 작동유체가 2 상 상태인 경우, 압력강하량은 다음과 같이 마찰항과 가속항의 합으로 나타낼 수 있다.

$$(\Delta P)^i=(\Delta P_F)^i+(\Delta P_a)^i \quad (6)$$

여기서 마찰에 의한 압력강하 ΔP_F 는 Müller-Steinhagen and Heck correlation(1986)의 상관식[23]을 이용하여 구하였으며, 가속에 의한 압력강하 ΔP_a 는 건도, 기공률 및 비체적 등의 항으로 표현된 식을 이용하여 구한다.[24] 한편, 작동유체가 단상 또는 초임계 상태인 경우의 압력강하량은 다음의 식으로부터 구할 수 있다.

$$(\Delta P)^i=f\frac{G^2\Delta L}{2\rho d_i} \quad (7)$$

여기서 마찰계수 f 는 잘 알려진 Blasius 의 상관식을 이용하여 구하였다.

사이클은 정상상태로 가정하였으며, 각 요소에서의 열손실은 무시하였다. 작동유체의 물성치는 REFPROP 8.0(2007)[25] 을 이용하여 구하였다. 계산을 위하여 다음과 같은 구속 조건을 주었다.

(1) 열원수 입구 온도 T_{HI} 및 유량 $\dot{m}_{HW}$ 는 각각 100℃ 및 0.025 kg/s 이다.
(2) 냉각수 입구 온도 T_{CI} 및 유량 $\dot{m}_{CW}$ 는 각각 20℃ 및 0.075 kg/s 이다.
(3) 터빈과 펌프의 단열효율은 0.8 이다.
(4) 응축기 출구 작동유체는 포화액 상태이다.

여기서, 열원수의 유량은 사이클을 순환하는 작동유체의 질량유속이 상용 냉동 · 공조 기기내 작동유체 질량유속의 일반적인 값(수백 kg/m^{2}s)을 갖도록 결정하여 정한 값이다. 또한, 냉각수의 유량은 발전소의 열침-열원 열용량비 (thermal-capacitance-rate ratio)가 일반적으로 3~10 임을 고려하여 정한 값이다. 증기발생기 및 응축기의 치수(dimensions)는 다음과 같다. 내측관은 냉동 · 공조용으로 널리 사용되고 있는 외경 3/8 인치(9.525 mm), 두께 0.889 mm 의 동관으로 가정하였다. 외측관의 내경 D_i 는 열원수 및 냉각수의 질량유속이 1,000 kg/m^{2}s 이 되도록 결정하였는데, 증기발생기의 경우 11.07 mm, 응축기의 경우 13.65 mm 이다. 또한, 증기발생기와 응축기 길이의 총 합 L_V+L_C 는 30 m 로 하였다.

전술한 3 개의 설계인자(독립변수)가 주어지면 모든 미지수를 다음과 같이 결정할 수 있다. 우선 7 개의 미지수를 가정한다. 가정된 값을 사용하여 증기발생기와 응축기 모델로부터 $T_{3,new}$, $P_{3,new}$ 및 $i_{1,new}$, $P_{1,new}$ 를 각각 계산한다. 계산된 $i_{1,new}$ 및 $P_{1,new}$ 로부터 $x_{1,new}$ 를 계산한다. 다음, 식 (2)와 (3)으로부터 $\eta_{p,new}$ 와 $\eta_{t,new}$ 를 계산한다. 이제 식(1)의 모든 f 를 계산할 수 있다. 이상의 과정을 모든 f 가 만족할 만큼 작아질 때까지 반복적으로 수행한다. 계산이 종료되면 모든 미지수 및 사이클의 출력이 결정된다. 터빈 출력 및 펌프 동력, 그리고 사이클의 정미출력은 각각 다음과 같다.

$$\dot{W}_t=\dot{m}_r(i_3-i_4) \quad (8)$$

$$\dot{W}_p=\dot{m}_r(i_2-i_1) \quad (9)$$

$$\dot{W}_{net}=\dot{W}_t-\dot{W}_p \quad (10)$$

증기발생기, 응축기, 펌프 및 터빈에서의 엑서지 파괴율, 그리고 사용되지 못하고 주위로 방출되는 열원 및 냉각수의 엑서지 손실률은 각각 다음과

같다.

$$\dot{E}_{D,V} = \dot{m}_{HW}(e_{HI} - e_{HO}) + \dot{m}_r(e_2 - e_3) \quad (11)$$

$$\dot{E}_{D,C} = \dot{m}_{CW}(e_{CI} - e_{CO}) + \dot{m}_r(e_4 - e_1) \quad (12)$$

$$\dot{E}_{D,p} = \dot{m}_r T_0(s_2 - s_1) \quad (13)$$

$$\dot{E}_{D,t} = \dot{m}_r T_0(s_4 - s_3) \quad (14)$$

$$\dot{E}_{L,V} = \dot{m}_{HW} e_{HO} \quad (15)$$

$$\dot{E}_{L,C} = \dot{m}_{CW} e_{CO} \quad (16)$$

3. 계산 결과

서로 다른 두 사이클들의 출력을 공정하게 비교하기 위해서는 우선 각 사이클들이 주어진 조건하에서 최고의 출력을 갖도록 각각 최적화 시키는 것이 필요하다. 사이클의 출력은 3 개의 인자, 즉, T_3, P_3 및 $L_V/(L_V+L_C)$ 에 따라 변화하므로[22], 출력을 극대화 시키기 위해서는 이들의 최적 조합을 찾아야 한다. 이를 찾기 위해 본 연구에서는 pattern search algorithm(PSA)[15-16]을 이용하였다. PSA 는 다변수 함수의 최적화 문제를 풀 때 쓸 수 있는 방법 중 하나로서, 목적함수의 경사도(gradient)에 대한 정보 없이도 적용이 가능하다는 장점이 있다. 본 연구에서는 Matlab[26] 환경의 Direct Search Toolbox[16]를 이용하여 PSA 를 구현하였다.

본 연구의 시뮬레이션 조건하에서 최적화 결과를 Table 1 에 나타내었다. 또한, 극대 출력 조건에서 두 사이클의 T-s 선도를 Fig. 3 및 Fig. 4 에 각각 나타내었다. 선도에서 점(point)은 증기발생기 및 응축기를 이루는 각 미소 열교환기의 입출구를 나타낸다. 여기서, 열원수 및 냉각수의 엔트로피 스케일은 작동유체의 그것과 달라 원칙적으로는 함께 나타낼 수 없으나, 열교환기내 유체들의 온도 프로파일을 쉽게 볼 수 있도록 작동유체의 T-s 선도에 열원수 및 냉각수의 온도 변화를 함께 나타내었다.

출력을 극대화 시킬 수 있는 3 인자의 조합, 즉, T_3, P_3 및 $L_V/(L_V+L_C)$ 조합은 HFC-134a 아임계 랭킨 사이클의 경우 91.35℃, 2,288 kPa 및 0.454 였으며, HFC-125 초월임계 사이클의 경우 94.09℃, 4,506 kPa 및 0.558 이었다. 또한, 이와 같은 극대 출력 조건에서 HFC-134a 아임계 사이클 및 HFC-125 초월임계 사이클의 출력은 각각 307.6 W 및 336.5 W 로, 초월임계 운전을 할 경우 아임계 운전시에 비해 출력을 약 9.4% 향상 시킬 수 있는 것으로 나타났다.

Table 1 Performance of HFC-134a subcritical and HFC-125 transcritical cycles at maximum power output conditions

	Unit	HFC-134a cycle	HFC-125 cycle
T_1	℃	29.81	33.36
T_2	℃	30.94	36.89
T_3	℃	91.35	94.09
T_4	℃	52.35	51.84
P_1	kPa	766.0	1707.5
P_2	kPa	2295.9	4523.7
P_3	kPa	2288.2	4506.0
P_4	kPa	823.2	1763.5
$L_V/(L_V+L_C)$	-	0.454	0.558
$\dot{m}_r$	kg/s	0.0185	0.0382
G	kg/m^{2}s	393.0	809.5
T_{CO}	℃	31.54	34.67
T_{HO}	℃	62.57	52.91
$\bar{h}_{i,C}$	W/m^{2}K	3693	4413
$\bar{h}_{i,V}$	W/m^{2}K	2029	2458
$\dot{Q}_V$	W	3926.7	4936.4
$\dot{Q}_C$	W	3619.1	4599.9
$\dot{W}_{net}$	W	307.62	336.46
$\dot{W}_p$	W	29.74	116.62
$\dot{W}_t$	W	337.35	453.09
efficiency	-	0.0783	0.0682
$\dot{E}_{D,C}$	W	88.92	128.11
$\dot{E}_{D,V}$	W	128.30	91.02
$\dot{E}_{L,C}$	W	69.36	111.28
$\dot{E}_{L,V}$	W	294.83	179.69
$\dot{E}_{D,p}$	W	5.74	22.07
$\dot{E}_{D,t}$	W	76.48	102.61

출력 향상의 가장 큰 요인은 HFC-125 초월임계 사이클의 경우, HFC-134a 아임계 사이클의 경우에 비해 열원으로부터 열을 받는 과정에서 발생하는 비가역성인 $\dot{E}_{D,V}$ 와 사용되지 못하고 주위로 방출되는 엑서지 손실량인 $\dot{E}_{L,V}$ 가 작기 때문이다.

초월임계 사이클의 $\dot{E}_{D,V}$ 가 작은 이유는 아임계 사이클에 비해 증기발생기 내 작동유체와 열원간의 온도구배매칭(temperature glide matching)이 매우 양호하기 때문인데, 이는 Fig. 3 및 Fig. 4 를 통해 시각적으로도 확인할 수 있다. 또한, 초월임계 사이클의 $\dot{E}_{L,V}$ 가 작은 것은 각 사이클의 열원 출구 온도(T_{HO}) 또는 수열량($\dot{Q}_V$) 비교를 통해서도 알

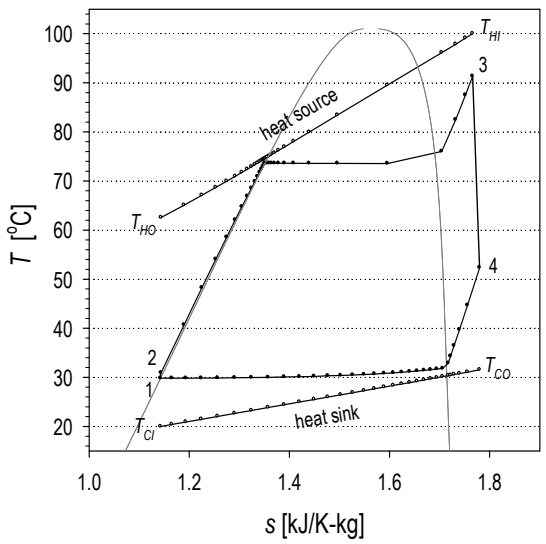

Fig. 3 Optimized HFC-134a cycle on a T-s diagram

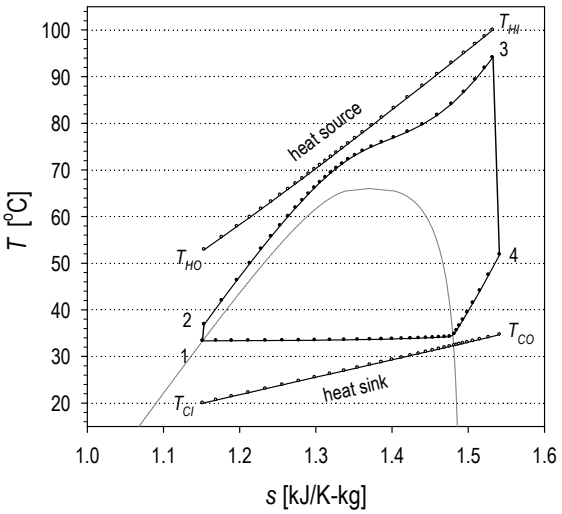

Fig. 4 Optimized HFC-125 cycle on a T-s diagram

수 있다. 즉, 초월임계 사이클은 아임계 사이클에 비해 열원으로부터 열을 많이 받을 수 있는 특징이 있다. 또한, 열전달 및 압력강하 측면에서도 HFC-125 초월임계 사이클은 좋은 특성을 보인다.

그러나, HFC-125 사이클은 HFC-134a 사이클에 비해 고압에서 작동하므로, 작동유체의 가압에 더 큰 동력을 필요로 하며, 팽창과정에서의 엑서지 손실($\dot{E}_{D,t}$)도 크다. 또한, 열침(heat sink)으로 방출되는 열량($\dot{Q}_C$)이 크다.

HFC-125 사이클의 큰 응축열량($\dot{Q}_C$)은 응축온도(T_1)를 상승시켜 $\dot{E}_{D,C}$ 와 $\dot{E}_{L,C}$ 를 증가시켰고, 결과적으로 출력 감소 요인으로 작용하였다. 그러므로, 만일, 기존의 연구들에서와 같이 두 사이클의 응축온도가 동일하다고 가정했다면, HFC-125 사이클의 출력이 과대평가 되었을 것임을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 100℃의 저온 열원을 이용하는 랭킨 동력사이클에 대하여, 초월임계 운전에 의한 출력 향상 가능성을 알아보기 위하여 HFC-134a 아임계 랭킨 사이클과 HFC-125 초월임계 사이클의 출력을 각각 최적화 시킨 후, 두 사이클들을 비교하였으며, 이를 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 동일한 터빈 및 펌프 단열효율 조건하에서, 냉각수 유량이 열원수 유량의 3 배 일 때, HFC-125 초월임계 사이클의 출력이 HFC-134a 아임계 사이클의 출력에 비해 9.4% 향상 될 수 있었다.

(2) HFC-125 초월임계 사이클의 출력 향상 요인은 열원으로부터 열을 받는 과정과 관련된 비가역성 감소이다. 그러나, 초월임계 사이클은 아임계 사이클에 비해 고압에서 작동하므로, 가압과정에 더 큰 동력을 필요로 한다.

참고문헌

(1) Tchanche, B. F., Papadakis, G., Lambrinos, G. and Frangoudakis, A., 2009, “Fluid Selection for a Low-Temperature Solar Organic Rankine Cycle,” *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, pp. 2468~2476.

(2) Hung, T. C., Wang, S. K., Kuo, C. H., Pei, B. S. and Tsai, K. F., 2010, “A Study of Organic Working Fluids on System Efficiency of an ORC Using Low-Grade Energy Sources,” *Energy*, Vol. 35, pp. 1403~1411.

(3) Papadopoulos, A. I., Stijepovic, M. and Linke, P., 2010, “On the Systematic Design and Selection of Optimal Working Fluids for Organic Rankine Cycles,” *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, pp. 760~769.

(4) Madhawa Hettiarachchi, H. D., Golubovic, M., Worek, W. M. and Ikegami Y., 2007, “Optimum Design Criteria for an Organic Rankine Cycle Using Low-Temperature Geothermal Heat Sources,” *Energy*, Vol. 32, pp. 1698~1706.

(5) Dai, Y., Wang, J. and Gao, L., 2009, “Parametric Optimization and Comparative Study of Organic Rankine Cycle (ORC) for Low Grade Waste Heat Recovery,” *Energy Conversion and Management*, Vol. 50, pp. 576~582.

(6) Saleh, B., Koglbauer, G., Wendland, M. and Fischer, J., 2007, “Working Fluids for Low-Temperature Organic Rankine Cycles,” *Energy*, Vol. 32, pp. 1210~1221.

(7) Chen, Y., Lundqvist, P., Johansson, A. and Platell, P., 2006, “A Comparative Study of Carbon Dioxide

Transcritical Power Cycle Compared with an Organic Rankine Cycle with R123 as Working Fluid in Waste Heat Recovery," *Appl Therm Eng*, Vol. 26, pp. 2142~2147.
(8) Cayer, E., Galanis, N., Desilets, M., Nesreddine, H. and Roy, P., 2009, "Analysis of Carbon Dioxide Transcritical Power Cycle Using a Low Temperature Source," *Appl Energy*, Vol. 86, pp. 1055~1063.
(9) Wang, J., Sun, Z., Dai, Y. and Ma, S., 2010, "Parametric Optimization Design for Supercritical CO2 Power Cycle Using Genetic Algorithm and Artificial Neural Network," *Appl Energy*, Vol. 87, pp. 1317~1324.
(10) Cayer, E., Galanis, N. and Nesreddine, H., 2010, "Parametric Study and Optimization of a Transcritical Power Cycle Using a Low Temperature Source," *Appl Energy*, Vol. 87, pp. 1349~1357.
(11) Chen, H., Goswami, D. Y. and Stefanakos, E. K., 2010, "A Review of Thermodynamic Cycles and Working Fluids for the Conversion of Low-Grade Heat," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 14, pp. 3059~3067.
(12) Gu, Z. and Sato, H., 2002, "Performance of Supercritical Cycles for Geothermal Binary Design," *Energy Conversion and Management*, Vol. 43, pp. 961~971.
(13) Yamaguchi, H., Zhang, X. R., Fujima, K., Enomoto, M. and Sawada, N., 2006, "Solar Energy Powered Rankine Cycle Using Supercritical CO2," *Appl Therm Eng*, Vol. 26, pp. 2345~2354.
(14) Zhang, X. R., Yamaguchi, H. and Uneno, D., 2007, "Experimental Study on the Performance of Solar Rankine System Using Supercritical CO2," *Renewable Energy*, Vol. 32, pp.2617~2628.
(15) Lewis, R. M. and Torczon, V., 2002, "A Globally Convergent Augmented Lagrangian Pattern Search Algorithm for Optimization with General Constraints and Simple Bounds," *SIAM Journal on Optimization*, Vol. 12, pp. 1075~1089.
(16) Genetic Algorithm and Direct Search Toolbox 2 for MATLAB user's guide, 2007, The MathWorks Inc.
(17) Gungor, K. E. and Winterton, R. H. S., 1987, "Simplified General Correlation for Saturated Flow Boiling and Comparisons of Correlations with Data," *Chem. Eng. Res. Des.*, Vol. 65, pp. 148~156.
(18) Gnielinski, V., 1976, "New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow," *Int. Chem. Eng.*, Vol. 16, pp. 359~368.
(19) Shah, M. M., 1979, "A General Correlation for Heat Transfer During Film Condensation Inside Pipe," *Int. J. of Heat Mass Transfer*, Vol. 22, pp. 547~556.
(20) Petukhov, B. S. and Kirillov, V. V., 1958, "On Heat Exchange at Turbulent Flow of Liquid in Pipes," *Teploenergetika*, Vol. 4, pp. 63~68.
(21) Krasnoshchekov, E. A. and Protopopov, V. S., 1966, "Experimental Study of Heat Exchange in Carbon Dioxide in the Supercritical Range at High Temperature Drops," *Teplofiz Vys Temp*, Vol. 4, pp. 389~398.
(22) Baik, Y. J., Kim, M. S., Chang, K. C. and Kim, S. J., 2011, "Power-Based Performance Comparison Between Carbon Dioxide and R125 Transcritical Cycles for a Low-Grade Heat Source," *Appl Energy*, Vol. 88, pp. 892~898.
(23) Müller-Steinhagen, H. and Heck, K., 1986, "A Simple Pressure Drop Correlation for Two-Phase Flow in Pipes," *Chem. Eng. Process*, Vol. 20, 297~308.
(24) Collier, J. G. and Thome, J. R., 1994, "Convective Boiling and Condensation," 3rd ed., Clarendon Press, Oxford.
(25) Lemmon, E. W., Huber, M. L. and McLinden, M. O., 2007, NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 8.0, National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Data Program, Gaithersburg.
(26) MATLAB Version R2009a, 2009, The MathWorks Inc.
(27) Holdmann, G., 2007, "The Chena Hot Springs 400kW Geothermal Power Plant: Experience Gained During the First Year of Operation," *GRC Conference*.