

## 용적형 팽창기 입구 조건 변화에 따른 유기랭킨사이클 성능 분석

신동길<sup>†</sup>

한국기계연구원

(2016년 10월 31일 접수, 2016년 12월 19일 수정, 2016년 12월 21일 채택)

### Analysis of Performance of Organic Rankine Cycle for Inlet Condition of Displacement Type Expander

Dong Gil Shin<sup>†</sup>

Department of Engine Research, Korea Institute of Machinery & Materials,

(Received 31 October 2016, Revised 19 December 2016, Accepted 21 December 2016)

#### 요 약

유기랭킨사이클에서 팽창기는 전체 성능과 사이클 효율에 큰 영향을 미치는 중요 부품이다. 유기랭킨사이클에 적용되는 팽창기는 입구 압력과 온도가 팽창기 기계적 특성이나 작동유체 특성 등에 의해 제한받게 되는데, 유기랭킨사이클은 팽창기 입구압력과 온도에 따라 사이클 출력, 흡수 열량 및 효율 등이 변화하게 된다. 본 연구에서는 용적형 팽창기가 적용되는 작동유체 냉매 R134a인 유기랭킨사이클의 성능이 팽창기 입구조건에 따라 유기랭킨사이클의 성능이 어떻게 변화하는지 이론적으로 비교 분석을 수행하였다.

**주요어** : 유기 랭킨 사이클, 용적형 팽창기, 입구 압력, 입구 온도

**Abstract** - An expander of an organic Rankine cycle is an essential component that significantly influences its entire performance and cycle efficiency. The inlet pressure and temperature of the expander used for the organic Rankine cycle are limited by the expander's mechanical properties and the characteristics of the working fluid. The organic Rankine cycle's output, heat absorption, and efficiency are altered by the inlet pressure and temperature of the expander. In this study, a theoretical comparative analysis was conducted on an organic Rankine cycle's performance changes, which are dependent on the inlet condition of the expander. The working fluid is an R134a refrigerant, and the expander is a positive-displacement type.

**Key words** : Organic Rankine cycle, Displacement type expander, Inlet pressure, Inlet temperature

## 1. 서론

에너지 사용 효율성은 에너지 비용 뿐만 아니라 CO<sub>2</sub> 배출로 인한 지구 온난화 및 유해가스 배출 등의 환경문제와도 직결된다. 에너지 사용 효율성을 높임으로써 비용절감과 동시에 청정한 환경의 구현이 가능하다. 에너지 사용 효율성을 높이기 위한 방안으로는

효율이 높은 동력기관이나 발전시스템을 기본적으로 적용해야 하며, 더불어 폐 에너지나 폐열을 최대한 활용하는 방법도 강구되고 있다. 폐열은 특성상 저온인 경우가 많으며, 저온 열원에서 동력이나 전력을 생산하기 위한 가장 적합한 발전 시스템은 유기랭킨사이클이다. 이와 같은 이유로 유기랭킨사이클은 산업분야에서 발생하는 폐열 발전 뿐만 아니라 태양열, 지열 등 신재생에너지 시스템과 등에 다양하게 활용되고 있다<sup>(1)</sup>. 최근에는 자동차 엔진의 폐열을 회수하여 동력으로 전환하는 랭킨 사이클에 대한 연구도 활발히

<sup>†</sup>To whom corresponding should be addressed.  
Tel : 042-868-7387 E-mail : sdk@kimm.re.kr

진행되고 있다<sup>(2)</sup>. 유기랭킨사이클에서 팽창기는 작동 유체의 열 에너지를 동력으로 전환하는 역할을 하는 핵심 구성품이며, 전체 사이클 효율에 큰 영향을 미친다<sup>(3),(4)</sup>. 랭킨사이클에 사용되는 팽창기는 터빈방식(Turbine type)과 용적식(Positive displacement type) 등으로 구분된다. 용적식 팽창기의 종류는 대표적으로 스크롤, 스크류 및 베인 타입 팽창기가 있으며, 이중 스크류 팽창기는 타 용적식 팽창기 보다 큰 출력을 낼 수 있는 특징이 있다. 용적식 팽창기중에서 스크롤 팽창기는 구조나 효율면에서 우수하여 초소형 랭킨사이클용 팽창기로서 적합한 것으로 평가되고 있다<sup>(3),(4)</sup>.

유기랭킨사이클에 적용되는 팽창기는 입구 압력과 온도가 팽창기의 기계적 특성이나 작동유체 특성에 의해 제한받게 되는데, 유기랭킨사이클은 팽창기 입구압력과 온도에 따라 사이클 출력, 흡수 열량 및 효율 등이 변화하게 된다. 본 연구에서는 용적형 팽창기가 적용되는 작동유체가 냉매 R134a인 유기랭킨사이클의 성능이 팽창기 입구조건에 따라 어떻게 변화하는지 이론적으로 비교 분석을 수행하였다.

## 2. 유기랭킨 사이클의 열역학적 분석

Fig. 1은 유기랭킨사이클의 T-s 선도를 나타낸다. Fig. 2는 사이클 구성 부품을 나타내며, 증발기(Evaporator) 팽창기(Expander), 응축기(Condenser) 및 작동유체 펌프(Pump) 등으로 구성된다.

작동유체는 아래와 같은 열역학적 순환 과정을 통해 고온부에서 열을 공급 받아 동력을 발생시킨 후 저온부로의 열방출 과정을 반복한다.

Step 1→2 : 펌프에 의한 등엔트로피 압축

Step 2→3 : 열교환기에서의 등압 가열

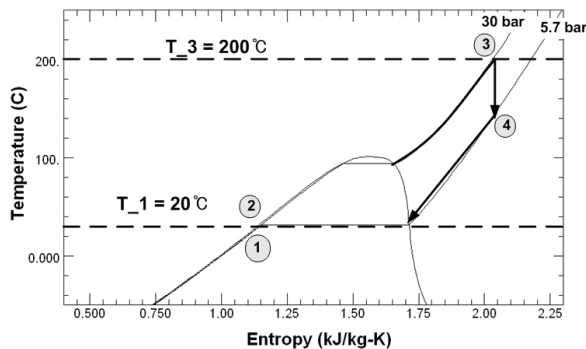


Fig. 1. T-s Diagram of organic Rankine cycle

Step 3→4 : 팽창기에서 등엔트로피 팽창

Step 4→1 : 응축기에서 등압 냉각

각 과정별 열역학 식은 다음과 같다.

$$\text{Step 1} \rightarrow 2 : w_{p, is} = h_{2, is} - h_1, w_p = \frac{w_{p, is}}{\eta_p},$$

$$W_p = \dot{m} w_p$$

$$\text{Step 2} \rightarrow 3 : q_H = h_3 - h_2, Q = \dot{m} q_H$$

$$\text{Step 3} \rightarrow 4 : w_{e, is} = h_3 - h_{4, is}, w_e = \eta_e w_{e, is},$$

$$W_e = \dot{m} w_e$$

$$\text{Step 4} \rightarrow 1 : q_L = h_4 - h_1, Q_L = \dot{m} q_L$$

$\dot{m}$ 는 작동유체의 질량유량이며, 용적식 팽창기의 경우 아래의 식)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{m} = \frac{\rho_i V_s N}{60}$$

여기서  $V_s$ 는 행정체적이며, 팽창기 형상에 의해 결정되고 1회전당 팽창기 입구에 유입되는 작동유체의 부피유량을 나타낸다.  $\rho_i$ 은 팽창기 입구 밀도,  $N$ 은 팽창기 회전수를 나타낸다.

팽창기 입구온도 및 압력은 3 지점에서의 엔탈피  $h_3$ 와 밀도  $\rho_3$ 를 결정한다. 따라서, 팽창기 입구온도 및 압력이 결정되면, 팽창기 출력  $W_e$ , 고온부 흡수열량  $Q$  및 작동유체 질량유량  $\dot{m}$ 이 도출된다. 최고온도 및 최대압력이 정해진 팽창기의 제한된 운전조건 내에서 최대의 동력 또는 최적 효율 운전조건을 찾기 위해서 팽창기 입구 온도와 압력을 변수로 하여 파라미터 분석을 수행하고자 한다.

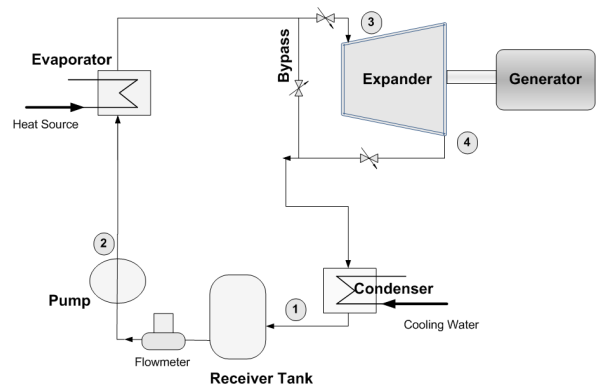


Fig. 2. Schematic diagram of organic Rankine cycle

### 3. 팽창기 입구조건에 따른 유기랭킨사이클 성능 변화 분석

팽창기 입구조건에 변화에 대한 유기랭킨사이클 성능 특성 분석을 위해 팽창기의 제원과 유기랭킨 사이클의 분석 조건을 Table 1과 Table 2에 나타내었다. 유기랭킨사이클의 작동유체는 냉매 R134a로 선정하였고, 모든 시스템에서 열손실 및 압력손실은 없는 것으로 가정하였다. 팽창기의 행정체적은 1회전당 작동유체 흡입 부피량으로 정의되며, 본 연구에서는 팽창기가 5 kW 내외 수준의 출력을 낼 수 있도록 행정체적을 결정하였다. 모든 분석조건에서 응축 온도 (Condensation temperature)는 20°C로 고정하였고, 응축 압력은 응축 온도의 포화압력(Saturation pressure)로 정하였다. 팽창기의 팽창비는 팽창기 입구압력과 응축 압력의 비로 가변되도록 결정되도록 하였다.

팽창기 입구 조건별 유기랭킨사이클 성능 변화는 Table 3와 같이 2가지 조건에 대해 수행되었다. Case-1의 경우 팽창기 입구 압력을 30 bar로 일정하게 고정시키고, 입구 온도를 100°C부터 200°C까지 변화시키면서 유기랭킨사이클의 성능을 분석한다. Case-2

**Table 1.** Specification of the expander

Item	Specification
Maximum Inlet Temperature	200°C
Maximum Inlet Pressure	30 bar
Rotational Speed	2000 rpm
Displacement Volume	36.5 cc
Expander efficiency	70%

**Table 2.** Analysis condition

Item	Contents
Working fluid	R134a
Condensation temperature	20 °C
Pressure loss	0 bar
Heat loss	0 J
Pump efficiency	80%

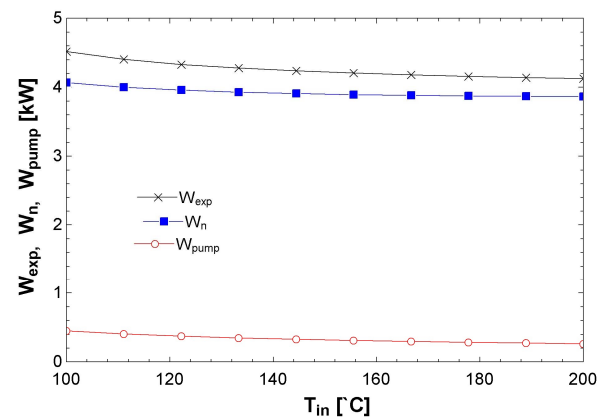
에서는 팽창기 입구 온도를 200°C로 고정시키고, 입구 압력을 10 bar에서 30 bar까지 변화시키면서 사이클 분석을 하였다.

Fig. 3, Fig. 4, Fig. 5는 팽창기 압력이 30 bar인 조건에서 팽창기 입구 온도를 100°C에서 200°C까지 변화시키면서 팽창기 출력( $W_{exp}$ ), 작동유체 펌프 소모동력( $W_{pump}$ ), 사이클 순일( $W_n$ ), 고온부 흡수 열( $Q$ ), 열효율( $\eta_{th}$ ), 작동유체 질량유량( $m$ ), 팽창기 입구 밀도( $\rho_{in}$ )등을 보여준다. 팽창기 입구 온도가 상승함에 따라 모든 동력은 감소하는 경향을 보이고, 입구 밀도와 질량유량 또한 온도가 상승함에 따라 감소하는 추이를 보인다. 고온부 흡수열량 또한 팽창기 입구 온도가 증가하면 감소하는 경향을 보이며, 열효율은 팽창기 입구온도가 증가하면 초기에는 증가하다 최대 효율 지점을 지난후 다시 감소하는 추이를 나타낸다.

Fig. 6, Fig. 7, Fig. 8은 팽창기 입구 온도가 200°C인 조건에서 팽창기 입구 압력을 10 bar에서 30 bar까

**Table 3.** Analysis condition

Case -1	
Expander inlet pressure	30 bar
Expander inlet temperature	100~200°C
Case -2	
Expander inlet pressure	10~30 bar
Expander inlet temperature	200°C



**Fig. 3.** Power for different expander inlet temperature

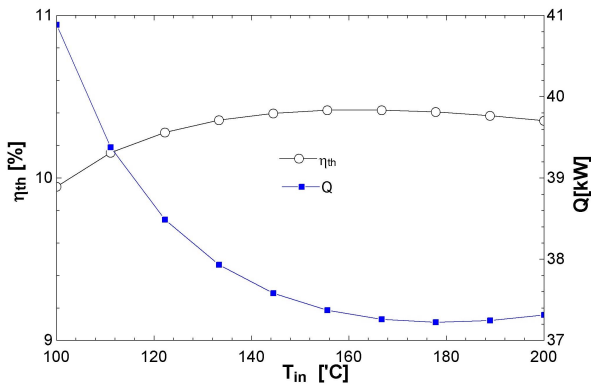


Fig. 4. Heat and thermal efficiency for different expander inlet temperature

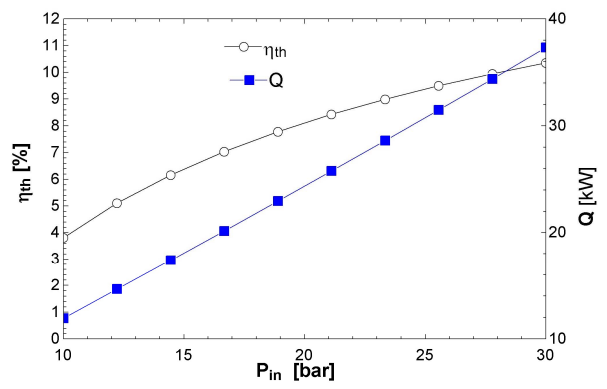


Fig. 7. Heat and thermal efficiency for different expander inlet pressure

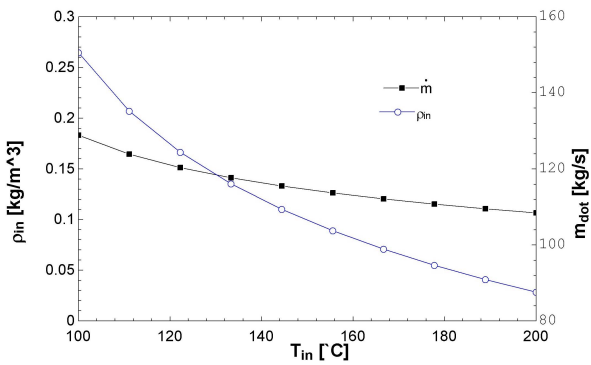


Fig. 5. Mass flowrate and density for different expander inlet temperature

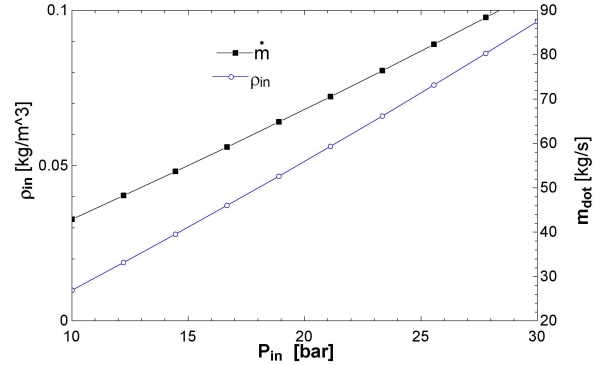


Fig. 8. Mass flowrate and density for different expander inlet pressure

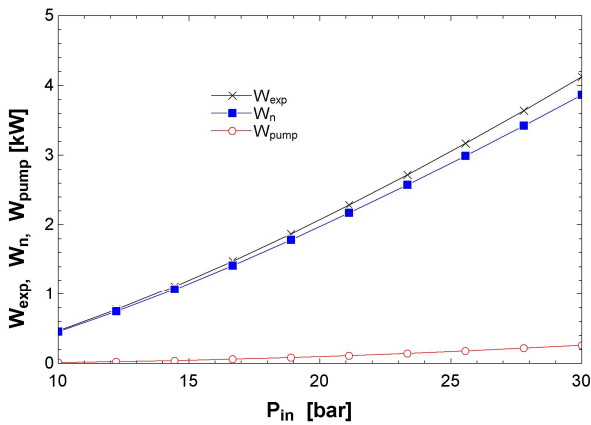


Fig. 6. Power for different expander inlet pressure

지 변화시키면서 팽창기 출력( $W_{exp}$ ), 작동유체 펌프 소모 동력( $W_{pump}$ ), 사이클 순일( $W_n$ ), 고온부 흡수 열( $Q$ ), 열효율( $\eta_{th}$ ), 작동유체 질량유량( $\dot{m}$ ), 팽창기

입구 밀도( $\rho_{in}$ )등을 보여준다. 팽창기 입구 압력이 상승함에 따라 모든 동력은 증가하는 경향을 보이고, 입구 밀도와 질량유량 또한 온도가 상승함에 따라 증가하는 추이를 보인다. 고온부 흡수열량과 열효율 또한 팽창기 입구 압력이 증가하면 증가하는 경향을 보인다. 전체 결과를 종합하여 보면, 팽창기 최고 입구 온도 및 최대 압력이 결정되어 있을 경우 유기랭킨사이클에서 최대 동력을 얻기 위해서는 팽창기 입구 압력은 최대로 증가시키고, 입구 온도는 낮게 유지하여야 한다는 결론을 얻었다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 용적형 팽창기가 적용되는 작동유체가 냉매 R134a인 유기랭킨사이클의 성능이 팽창기 입구조건에 따라 어떻게 변화하는지 이론적으로 비교 분석을 수행하였다. 제한된 팽창기 입구조건에서 사이

클의 최대 출력을 이끌어 내기 위해서는 입구 압력은 최대한 크게 하는 반면에, 입구 온도는 가능한 낮추어서 사이클을 운전하여야 하는 것으로 분석되었다. 입구압력이 높아지면 열효율은 증가하는 것으로 나타났으며, 입구 온도 변화에 따른 열효율은 초기에는 온도가 증가하면 열효율이 증가하다 최대 점을 지난후 약간 감소하는 추세를 나타낸다. 상기 분석 결과들은 향후 유기랭킨사이클의 실제 운전 및 제어에 유용한 자료로서 활용이 가능 할 것으로 기대된다.

## References

1. Quoilin S; Lemort V; Lebrun J. Experimental study and modeling of an Organic Rankine Cycle using scroll expander, *Applied Energy*, 2010, 87, 1260-1268
2. Dolz V; Novella R; Garcia A; Sanchez J. HD Diesel engine equipped with a bottoming Rankine cycle as a waste heat recovery system. Part 1: Study and analysis of the waste heat recovery, *Applied Thermal Engineering*, 2012, 36, 269-278
3. Lemort V; Quoilin S; Cuevas C; J. Lebrun, 2009, Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle, *Applied Thermal Engineering*, 2009, 29, 3094-3102.
4. Qiu G.; Liu H; Riffat S, Expanders for micro-CHP systems with organic Rankine cycle, *Applied Thermal Engineering*, 2011, 31, 3301-3307.