

## 소형 유기랭킨사이클 시스템 개발 및 작동특성에 관한 연구

윤은구\* · 김현동\*\* · 윤상열\*\*\* · 김경천\*\*†

\* 부산대학교 기계공학부, \*\* 부산대학교 MEMSTEC, \*\*\* 부산대학교 롤스로이스 UTC

### Development of Small-scale Organic Rankine Cycle System and Study on its Operating Characteristics

Eunkoo Yun\*, Hyun Dong Kim\*\*, Sang Youl Yoon\*\*\* and Kyung Chun Kim\*\*†

\* School of Mechanical Engineering, Pusan Nat'l Univ.

\*\* MEMSTEC, Pusan Nat'l Univ.

\*\*\* Rolls-Royce University Technology Centre, Pusan Nat'l Univ.

(Received March 27, 2013 ; Revised August 6, 2013 ; Accepted August 19, 2013)

**Key Words:** Organic Rankine Cycle(유기랭킨사이클), Scroll Expander(스크롤 팽창기), Thermal Efficiency(열 효율), Isentropic Efficiency(등엔트로피 효율)

**초록:** 본 연구에서는 소형 저온 유기랭킨사이클 시스템의 작동특성을 파악하기 위하여 R-245fa를 작동유체로 사용한 소형 ORC 발전 시스템을 설계 및 제작하였고, 다양한 저온의 열원온도에 대한 실험적 연구를 수행하였다. 저온 열원을 모사하기 위하여 최고 150 °C의 물을 공급할 수 있는 110 kW급의 전기저항 히터를 제작하였으며, 컨트롤러를 통해서 다양한 열원 온도 및 유량조건에 대한 실험이 가능하도록 구성하였다. 또한, 상용 공기용 스크롤 압축기를 이용하여 팽창기로 개조하고 동력계 및 동기식 모터와 직접 연결하였다. 로드뱅크 및 PI 제어방식을 사용하여 팽창기의 회전속도에 따른 동일 열원온도 조건에 대한 실험을 각각 수행하였으며, 소형 ORC 시스템의 성능에 영향을 미치는 다양한 인자들에 대하여 분석하고 논의하였다.

**Abstract:** Experiments were conducted to determine the operating characteristics of a small-scale ORC (organic Rankine cycle) system for various low-temperature heat sources. A small-scale ORC power generation system adopting R-245fa as a working fluid was designed and manufactured. Hot water was used as the heat source, and the temperature was controlled using 110-kW electric resistance heaters that provided temperatures of up to 150 °C. An open-drive oil-free scroll expander directly connected to a synchronous generator was installed in the ORC unit. Experiments were conducted by varying the rotational speed of the expander under the same heat source temperature conditions. The factors that influence the performance of the small-scale ORC system were analyzed and discussed.

- 기호설명 -

$\dot{W}$  : 동력 [kW]

$\dot{Q}$  : 열전달률 [kJ/kg]

$\dot{m}$  : 질량유량 [kg/s]

h : 비엔탈피 [kJ/kgK]

T : 토크 [Nm]

N : 회전수 [RPM]

$\eta_p$  : 펌프의 등엔트로피 효율

$\eta_e$  : 팽창기의 등엔트로피 효율

$\eta_I$  : 열효율

하첨자

E : 팽창기

P : 펌프

H : 증발기

C : 응축기

w : 작동유체

h : 열원(고온수)

s : 등엔트로피 과정

0 : 외기(상온)

† Corresponding Author, [kckim@pusan.ac.kr](mailto:kckim@pusan.ac.kr)

## 1. 서론

최근 화석연료의 고갈과 심각한 환경과피 문제가 이슈화 되면서 중·저온열원에 대한 활용과 친환경적인 에너지 변환에 대한 관심이 매우 높아지고 있다. 그에 따라 중·저온열원을 활용하는 다양한 에너지 변환기술이 제시되고 있다. 그 중 유기랭킨사이클 시스템은 가장 널리 활용되고 있고 그 연구가 활발하게 진행되고 있다.<sup>(1)</sup>

유기랭킨사이클 시스템은 전통적인 방식의 랭킨사이클 시스템과 달리 비등점이 낮은 유기냉매를 작동유체로 사용함으로써 산업폐열,<sup>(2,3)</sup> 지열,<sup>(4,5)</sup> 태양열<sup>(6,7)</sup> 등 현재까지 활용도가 매우 낮았던 저온열원을 이용하여 고급에너지인 전기를 생산하는 것이 가능하며, 오염물질 및 온실가스가 방출되지 않아 친환경적이며 시스템의 구성이 간단하고 설계 및 유지보수가 상대적으로 용이하다.

ORC 시스템의 핵심부품인 팽창기의 경우 상용화된 제품이 거의 없는 실정이다. 소형 ORC 시스템의 경우 터보식 팽창기에 비해 저용량 발전에서 안정적이며 고효율인 용적형 팽창기의 개발이 매우 활발하게 이루어지고 있다. 그중 비교적 간단한 운전구조와 넓은 출력범위 및 유용도를 가지는 스크롤 팽창기는 소형 ORC 발전 시스템에 매우 적합하다.<sup>(8-10)</sup> Quoilin 등<sup>(11)</sup>은 스크롤 팽창기를 활용하여 R123을 사용하는 소형 ORC 시스템에 대한 실험 및 시뮬레이션 결과를 토대로 시스템 성능개선을 위한 연구를 수행하였다. Shin 등<sup>(12)</sup> 역시 스크롤 팽창기를 적용한 소형 ORC 시스템의 실험적 연구를 통해 팽창기의 체적효율과 전체 사이클 효율의 상관관계에 대하여 연구하였으며, 팽창기의 회전속도에 따른 체적효율 변화와 팽창기 입구온도 증가에 의한 각 효율간의 Trade-off 효과를 입증하였다. Park 등<sup>(13)</sup>은 급액가열기 또는 재생기를 적용한 ORC에 대하여 다양한 작동유체에 대한 열역학적 효율 변화에 대한 정량적인 연구를 수행하였으며, 재생기에 비하여 급액가열기를 적용하는 경우가 효율을 높이는 데 효과가 우수함을 보였다. 또한, Eom 등<sup>(14)</sup>은 공기용 스크롤 압축기를 팽창기로 개조하여 소형 ORC 시스템을 개발하였으며, 실험적 연구를 통해 그 운전 특성을 파악하였다. 이 연구는 본 연구와 매우 유사한 점이 많으나 가장 큰 차이점은

작동유체와 열원의 종류가 다르다는 점이다. 본 연구에서는 작동유체로 R245fa를 선정하였고, 열원으로 110 ~ 150 °C의 고온의 물을 사용하였다. 본 연구를 통해 현재 ORC 시스템에서 가장 널리 이용되고 있는 R134a 및 R245fa의 성능특성에 관한 비교고찰은 ORC 분야의 연구발전에 큰 도움이 될 것으로 기대된다.

본 연구에서는 앞서 설명한 바와 같이 R-245fa를 작동유체로 사용하는 소형 유기랭킨사이클 시스템을 설계 및 제작 하였으며, 열원으로 고온의 물을 사용하여 열원온도 및 팽창기 회전속도 조건에 따른 실험적 연구를 통해서 그 작동특성을 파악하고 성능을 시험하였다.

## 2. 실험장치 구성

본 연구에서는 보유하고 있는 열원의 공급가능 온도의 한계 및 작동압력 범위 등을 고려하여 다양한 작동유체 후보 중 상대적으로 낮은 압력에서 운전이 가능하고 수급이 용이하며 현재 ORC 시스템에 가장 널리 이용되고 있는 R245fa를 작동유체로 선정하였다. R245fa의 주요한 열역학적 상태량을 Table 1에 나타내었다. R245fa의 가장 큰 특징은 포화증기선의 기울기가 양의 값을 가지는 점이다. 이로 인해 별도의 과열과정 없이 포화증기 상태에서 팽창기에 유입되더라도 출구에서 건도가 하락하지 않는 장점을 가진다.

Fig. 1은 본 연구에서 제작된 소형 ORC 시스템의 개략도를 나타낸다. 수액기 내부에 충전된 작동유체는 펌프를 통해서 증발기로 유입되고, 고온 고압의 증기로 상변화를 한 후 팽창기로 유입된다. 응축기를 통과한 액상의 작동유체는 다시 수액기에 저장되는 과정으로 순환이 이루어진다. 각 주요 지점에서의 온도, 압력, 유량 등을 측정할 수 있도록 하였으며, 특히, 증발기 및 응축기 출구에서 작동유체의 상변화를 관찰하기 위하여 측정값을 NIST사에서 제공하는 REFPROP9의 물성치 데이터베이스 값과 비교하여 증발 및 응축의 유무를 판별하였다.

**Table 1** Thermodynamic properties of R245fa

| Molar mass<br>(kg/kmol) | Normal boiling point<br>(°C) | Critical point      |                   |
|-------------------------|------------------------------|---------------------|-------------------|
|                         |                              | Temperature<br>(°C) | Pressure<br>(bar) |
| 134.05                  | 15.14                        | 154.01              | 36.51             |

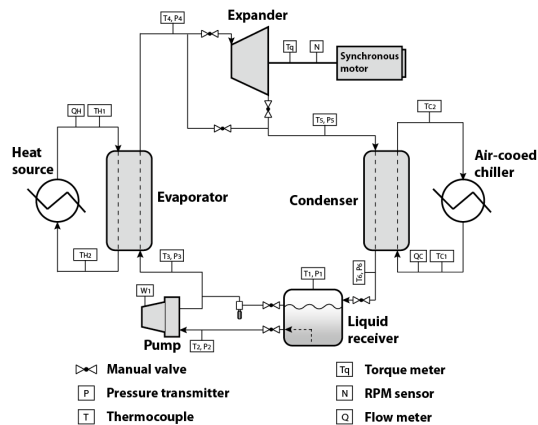


Fig. 1 Test bench of ORC system

온도측정에는 폭넓은 온도측정 범위와 높은 고온답성 및 취급이 용이한 K type 열전대를 사용하였으며, 압력측정의 경우 DAERYUK Co.사의  $\pm 0.5\%$  FSO의 정밀도를 가지는 압력트랜스미터를 사용하였다. 또한, 작동유체 질량유량의 경우 ATOZCELL KOREA사의  $\pm 0.5\%$  FSO의 정밀도를 가지는 터빈방식의 체적유량계를 펌프 출구단에 설치하여 측정부의 밀도를 실시간으로 계산하여 질량유량을 측정하였다. 열원인 고온수의 질량유량 또한 같은 방식으로 측정하였다.

Fig. 2는 제작된 ORC 시스템의 3차원 형상을 나타낸다. 작동유체 펌프의 경우 충분한 유량과 넓은 양정범위의 장점을 가진 다이어프램 펌프를 사용하였다. 하지만 다이어프램 펌프의 특성상 낮은 유량에서 맥동이 존재하며, 흡입조건에 매우 민감한 단점이 있어 시스템 구성 시 고려해야 한다. 증발기 및 응축기의 경우는 시스템의 소형화를 위해서 각각 단일의 판형 열교환기를 사용하였다. 사용된 증발기 및 응축기는 각각 Alfa laval사의 AC-120EQ 및 CB76-40H 모델을 사용하였으며, 각 열교환기는 100 kW 이상의 충분한 열교환 능력을 가진다. 팽창기는 공기용 스크롤 압축기를 팽창기 모드로 개조하여 사용하였으며, 누설방지를 위한 외부 케이스를 제작하고 회전속도의 제어 및 출력 측정을 위하여 동기식 모터와 토크측정기를 동시에 직접 연결하였다. 팽창기에 사용된 스크롤 압축기는 경원컴퓨레샤(주)의 공기용 스크롤 압축기로 3.7 kW모터를 사용할 경우 1500 RPM에서 압축공기의 토출압력 및 토출유량은 각각 9.9 bar 및 0.352 m<sup>3</sup>/min이다. 토크측정의 경우 COZY사의 스트레인게이지타입의 토크센서

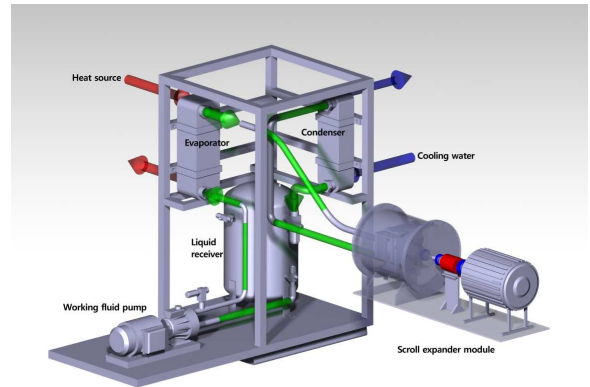


Fig. 2 3D schematic of ORC unit

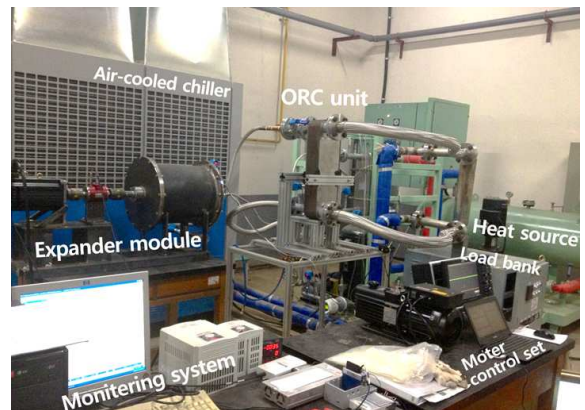


Fig. 3 Experimental set up of ORC system

를 사용하였으며, ONO SOKKI사의 magneto-type의 RPM 센서를 사용하여 팽창기 회전속도를 측정하였다. 토크 및 RPM 센서는  $\pm 0.5\%$  FSO의 정밀도를 가진다.

Fig. 3은 소형 ORC 시스템의 실험장치를 나타낸다. 열원의 모사를 위해서 최대 150 °C의 물을 공급할 수 있는 110 kW급의 고온수용 전기 히터를 제작 및 설치하였다. 냉각수의 공급은 40 RT의 냉각능력을 가진 공랭식 칠러를 통해서 공급되도록 하였다. 열원 및 냉각수는 각각의 컨트롤러를 통해서 공급온도 및 유량을 제어할 수 있어 다양한 조건에서의 실험이 가능하도록 구성하였다. 팽창기 회전속도의 제어는 팽창기 축과 연결된 동기식 모터를 사용하여 로드뱅크 연결을 통한 제어 및 PI 제어방식을 통한 회전속도 제어가 가능하도록 구성하였다. 본 연구에서는 로드뱅크를 이용한 부하실험(가변 회전속도) 및 회전속도 고정조건에 대한 실험을 수행하였으며, 모니터링 및 데이터 획득이 가능하도록 구성하였다.

### 3. 실험 및 해석 방법

본 연구에서는 열원인 고온수 전기히터의 유입 온도를 통해 팽창기 입구 온도를 제어하였다. 팽창기의 입구온도 조건은 110 ~ 140 °C의 범위로 10 °C 간격으로 하여 각 온도조건에서 작동유체 질량유량을 순차적으로 증가시켜 부하에 따른 작동특성을 파악하였다. Fig. 4는 R-245fa의 T-s 선도를 나타내며, 실험결과의 해석을 위해 사용된 열역학적 방정식은 다음과 같다.

펌프의 소요 동력은

$$\dot{W}_P = \dot{m}_w (h_2 - h_1) = \frac{\dot{m}_w}{\eta_P} (h_{2,s} - h_1) \quad (1)$$

펌프의 등엔트로피 효율은

$$\eta_P = \frac{(h_{2,s} - h_1)}{(h_2 - h_1)} \quad (2)$$

증발기에서의 공급열량은

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_w (h_3 - h_2) = \dot{m}_h (h_5 - h_6) \quad (3)$$

응축기에서의 방출열량은

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_w (h_4 - h_1) = \dot{m}_h (h_8 - h_7) \quad (4)$$

팽창기의 출력은

$$\dot{W}_E = \frac{2\pi N}{60} T \quad (5)$$

팽창기의 등엔트로피 효율은

$$\eta_E = \frac{\dot{W}_E}{\dot{m}_w (h_3 - h_{4,s})} \quad (6)$$

이때, 시스템의 열효율(1법칙 효율)은 다음과 같다.

$$\eta_I = \frac{\dot{W}_E - \dot{W}_P}{\dot{Q}_H} \quad (7)$$

또한, 시스템의 열역학 2법칙 효율은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\eta_{II} = \eta_I / (1 - T_0 / T_h) \quad (8)$$

열교환량은 상대적으로 온도 및 유량의 변동이 안정적인 고온수와 냉각수에서의 측정값으로 계산하였고, 팽창기의 출력은 토크와 회전수를 사용하여 계산하였다.

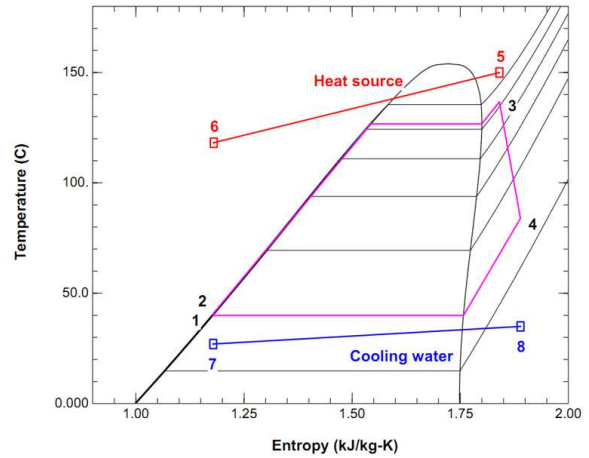


Fig. 4 T-s diagram of ORC system for R-245fa

### 4. 실험결과 및 고찰

Fig. 5에서 Fig. 10은 로드뱅크를 이용한 실험의 결과를 나타낸다. 로드뱅크는 4.8 Ω으로 저항을 고정하였고, 그로 인해 작동조건에 따라서 팽창기의 회전속도는 변화한다. 모든 실험결과에 표시된 Error bar는 측정치의 표준편차로 나타내었다. Fig. 5는 각 열원온도 조건에서 작동유체 질량유량에 따른 팽창기 출력을 나타낸다. 동일한 작동유체 질량유량 조건에서 열원온도의 증가에 따라 출력이 상승하였다. 이것은 팽창기 입구의 온도 상승에 따른 팽창기 효율의 상승 및 회전속도 증가에 따른 것으로 판단된다. 질량유량이 증가하면 팽창기 입구의 압력과 팽창기의 회전수가 증가하였고, 동시에 팽창기에서의 총 출력이 증가하였다. 하지만 팽창기 출구의 압력도 동시에 증가하여 압력비는 큰 변동 없이 약 5.5 내외 수준으로 유지되었다. Fig. 6과 7은 각각 작동유체 유량에 따른 열원온도조건 별 팽창기 효율 및 단위질량당 팽창기의 일을 나타낸다. 그림과 같이 동일한 유량조건에서 열원의 온도 상승에 따라 팽창기 효율 및 단위질량당 일은 증가하였다. 하지만, 동일한 온도조건에서 작동유체 질량유량 증가에 따른 팽창기 효율 및 팽창기의 단위질량당 일은 감소함을 알 수 있다. 이와 같이 작동유체 질량유량의 증가에 따라 압력비의 증가 없이 팽창기 효율이 오히려 감소하는 것은 유량 증가에 따른 Reynolds수 효과에 의한 것으로 볼 수 있다. 또한, 이것은 팽창기의 스크롤 형상에 따른 작동특성에 의한 것으로 작동유체 유량의 증가에

따른 회전속도 증가로 인해 스크롤간의 발생하는 누설량 증가에 따른 팽창기의 체적효율 감소가 원인인 것으로 판단된다.<sup>(10)</sup>

Fig. 8은 각 실험조건에 대한 열효율을 나타낸다. 전체적으로 열원온도의 증가에 따라 열효율은 증가하는 경향을 나타낸다. 최고 열원온도인 140 °C일 때 6.4 % 내외로 가장 높은 열효율을 나타냈다. 하지만, Fig. 8에서 질량유량 0.08 kg/s 조건일 때 열원온도 120 °C인 조건에서 그 보다 높은 열원온도 조건보다 오히려 열효율이 높게 나타난 것은 유입열량의 측정 시 발생한 측정오류로 판단된다.

Fig. 9는 열역학 2법칙에 의한 엑서지 효율을 나타낸다. 엑서지 효율은 열원의 활용도를 나타내는 지표로써, 결과와 같이 엑서지 효율이 동일 질량유량 조건에서 매우 근접한 값을 가지게 되는 것은 본 연구에서의 각 열원조건의 온도차가

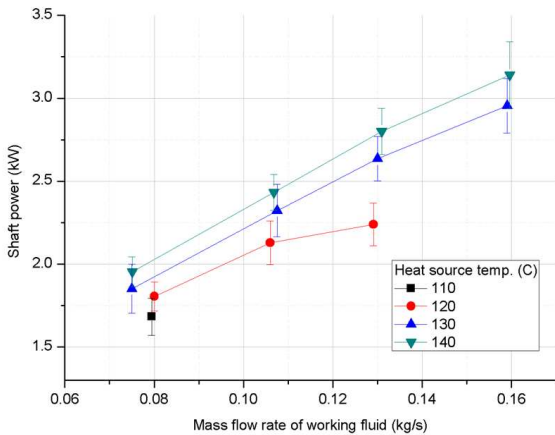


Fig. 5 Shaft power output for mass flow rate at each heat source temperature condition

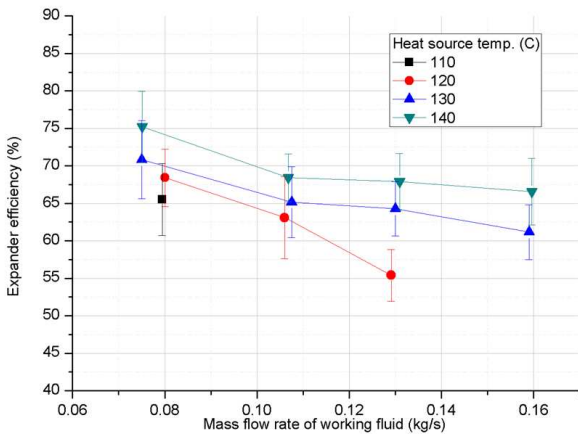


Fig. 6 Isentropic efficiency for mass flow rate at each heat source temperature condition

크지 않은 것이 원인인 것으로 판단되며, 7.5 % 내외에 분포하는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 10은 RPM에 따른 팽창기 출력 결과를 나타낸다. 팽창기의 출력은 RPM의 증가에 따라 매우 선형적으로 증가하는 것을 알 수 있다. Fig. 5의 작동유체 질량유량에 따른 팽창기 출력 결과와 비교해보면 동일한 질량유량 조건에서 높은 열원온도 조건일 때 팽창기의 회전속도는 증가한 다는 것을 알 수 있다. 이것은 열원온도 증가에 따라 팽창기의 입구온도가 상승하여 팽창기의 단위질량 당 일이 증가하고 동시에 팽창기 효율이 상승하기 때문인 것으로 판단된다. 하지만, 높은 유량조건에 갈수록 작동유체 질량유량이 증가함에 따라 상승하는 회전속도의 상승분은 줄어드는 것을 알 수 있다. 이것은 작동유체 질량유량의 증가에 따라 총 출력은 상승하지만, 그 상승분은 점차 줄어들어 유량증가에 비례한 시스템 총 출력의 상승은 기대하기 힘든 것으로 판단된다.

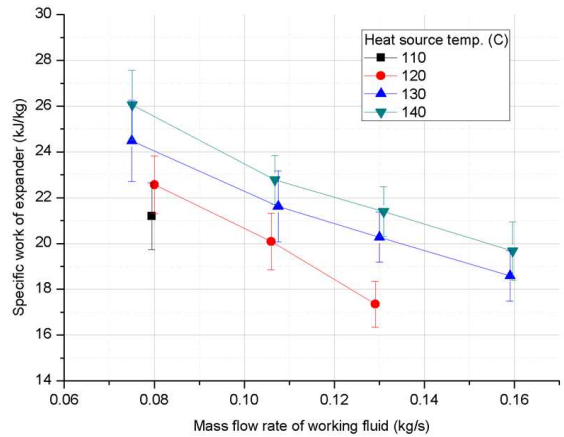


Fig. 7 Specific work of expander for mass flow rate at each heat source temperature condition

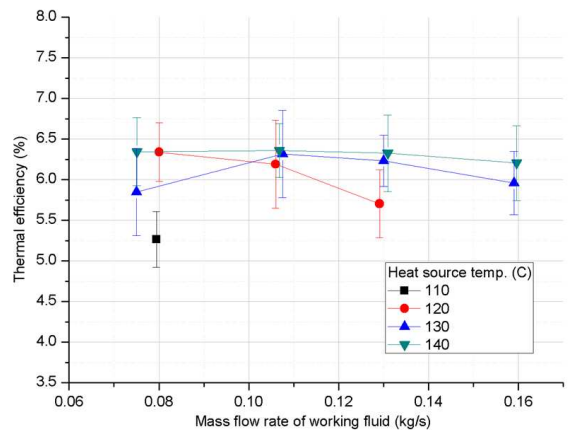


Fig. 8 Thermal efficiency for mass flow rate at each heat source temperature condition.



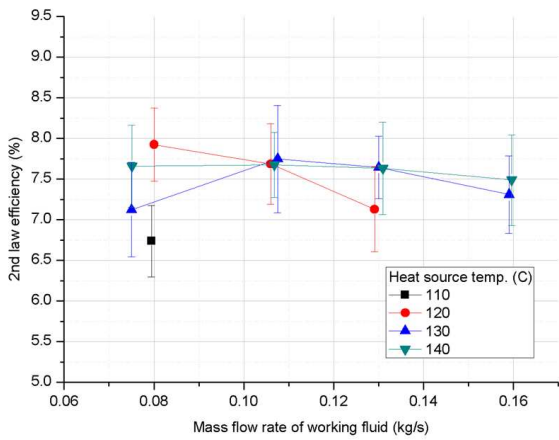


Fig. 9 2nd law efficiency for mass flow rate at each heat source temperature condition.

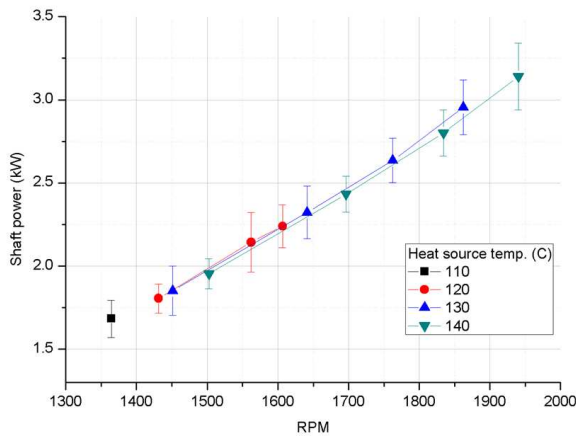


Fig. 10 Shaft power for RPM at each heat source temperature condition

Fig. 11은 팽창기의 회전속도를 1500 RPM으로 고정한 조건에서의 열원온도 및 작동유체 질량유량에 따른 팽창기 효율을 나타낸다. 앞서 수행한 가변속도 실험과 달리 상대적으로 온도가 낮은 130 °C조건에서 0.1 kg/s 이상의 유량으로 실험을 수행하지 못한 것은 팽창기 회전속도가 고정됨에 따라 동시에 팽창기 입구의 압력이 포화증기압 이상으로 상승하였기 때문이다.

Fig. 11에서 알 수 있듯이 1500 RPM 고정 회전속도 시험결과는 가변속도 실험과 비교하여 팽창기 효율이 매우 다른 경향을 보인다. 가변속도 실험결과 달리 각 온도조건에서 작동유체 질량유량 증가에 따라 팽창기 효율은 오히려 상승하며, 열원 온도 증가에 대해서 팽창기 효율은 감소하는 경향을 보였다. 이것은 고정된 회전속도 조건

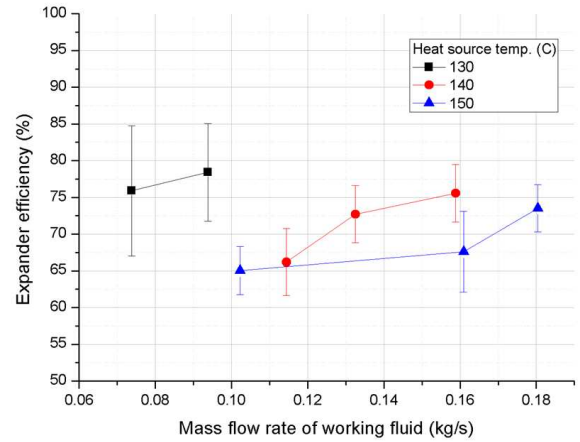


Fig. 11 Expander efficiency for mass flow rate at 1500 RPM according to heat source temperature condition

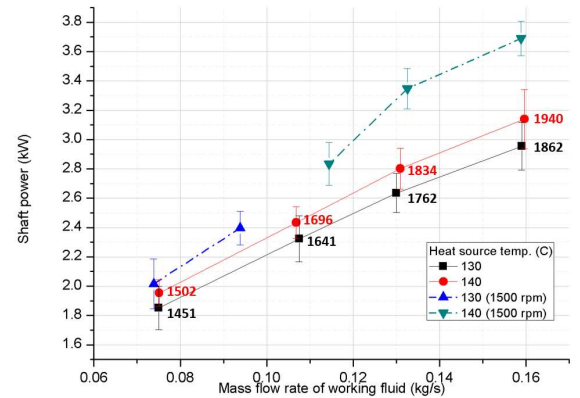


Fig. 12 Shaft power output for mass flow rate for RPM condition according to heat source temperature

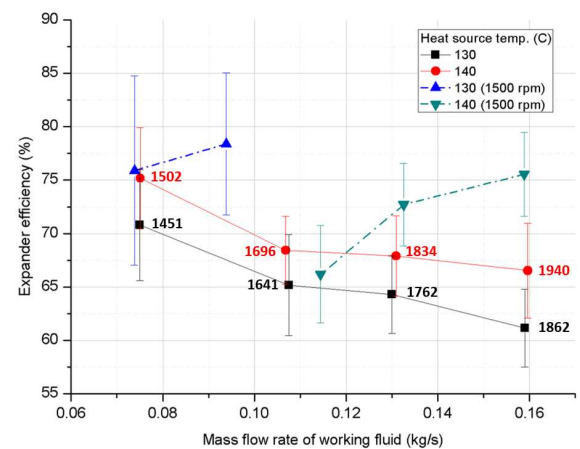


Fig. 13 Expander isentropic efficiency for mass flow rate for RPM condition according to heat source temperature

에서는 팽창기 입구의 온도의 영향을 크게 받는 것으로 판단된다. 또한, 열원온도 상승에 따라 팽창기 효율이 감소하는 것은 팽창기 입구 온도의 상승에 따른 스크롤 형상의 열변형으로 인한 체적효율의 감소가 원인인 것으로 판단된다.

Fig. 12와 Fig. 13은 회전속도 제어 방식에 따라 동일한 열원온도인 130 °C, 140 °C 조건에서 작동유체 질량유량 조건에 따른 출력과 팽창기 효율을 동시에 나타내며, 표시된 숫자는 가변속도 실험 조건에서의 회전속도를 나타낸다. 결과에서 알 수 있듯이 동일한 조건에 대해서 회전속도가 1500 RPM 인 경우 출력 및 팽창기 효율이 높게 나타나는 것을 확인할 수 있다. 이것은 앞서 설명한 바와 같이 팽창기의 회전속도 제어에 의해 팽창기 체적효율이 상승했기 때문으로 판단된다. 팽창기의 체적효율은 팽창기의 이론적인 유입유량과 실제 유입유량의 비로써 스크롤 팽창기의 성능특성에 매우 중요한 지표이다. 회전속도 고정에 따라 팽창기 체적효율이 상승하는 것은 회전속도에 따른 팽창기의 성능특성으로서 1500 RPM에서 스크롤에 발생하는 누설이 줄어들어 질량유량 증가에 따라 체적효율이 상승하는 것으로 판단된다.<sup>(12)</sup> 하지만, 시스템의 열효율은 큰 변화 없이 6.5 %내외로 나타났다. 이것은 출력이 상승한 만큼 유입열량 또한 동시에 증가하고, 가변속도시험과 마찬가지로 압력비의 변화가 거의 없기 때문인 것으로 판단된다. 회전속도 제어에 따른 팽창기의 성능특성을 비교한 결과 1500 RPM 고정실험의 경우가 출력 및 팽창기 효율 면에서 이점을 가지는 것으로 확인되었다.

## 5. 결론

본 연구에서는 공기용 스크롤 압축기를 개조한 스크롤 팽창기를 사용하여 R245fa를 작동유체로 하는 소형 유기랭킨사이클 발전 시스템을 설계 및 제작하였으며, 시스템의 작동 및 성능특성을 파악하기 위하여 동일한 열원온도 및 작동유체 질량유량 변화에 대하여 팽창기 회전속도 제어 방식에 따른 실험을 수행하였고 결론을 다음과 같이 정리한다.

(1) 로드뱅크를 이용한 실험은 보유 장비의 최대 저항인 4.8 Ω으로 고정하였으며, 그로 인해 작동유체 질량유량 증가에 따라 출력 및 회전속도가 동시에 증가하였고, 최대 출력은 열원온도 140 °C, 작동유체 질량유량 0.160 kg/s에서 3.14 kW로 측정되었다. 이때, 회전속도 및 팽창기 입

구 압력은 각각 1940 RPM 및 20.5 bar 이다.

(2) 동일한 작동유체 유량조건에 대해서 팽창기 입구 온도의 상승은 팽창기 효율을 소폭 상승시키지만, 동일한 팽창기 입구온도 조건에서 작동유체의 유량 증가에 대하여 팽창기의 단위질량당 일 및 팽창기 효율은 오히려 감소하였다. 이것은 유량의 증가에 따라 팽창기의 회전속도가 동시에 상승함으로 발생하는 체적효율의 감소가 원인인 것으로 판단된다. 또한, 열효율의 경우 5.3 %에서 6.4 %의 분포로 나타났다.

(3) 회전속도를 1500 RPM으로 고정한 실험 결과, 가변 회전속도 실험과 동일한 운전조건에 대하여 상대적으로 출력과 팽창기 효율이 높은 것을 확인하였으며, 회전속도의 제한으로 인해 동일한 조건에 대하여 팽창기 입구의 압력이 더 높게 형성되었다. 최대 출력은 열원온도 140 °C, 작동유체 질량유량 0.160 kg/s에서 3.7 kW이며, 팽창기 입구 압력은 25.2 bar로 나타났다.

(4) 고정 회전속도 실험 결과 작동유체 질량유량의 증가에 따라 팽창기 효율이 증가하는 구간이 있으며, 팽창기 입구 온도 상승에 대해서는 팽창기 효율이 감소하는 경향을 보였다. 이는 고정된 회전속도 운전의 특성으로 최초에 공기용으로 설계된 스크롤 형상이 고온의 운전조건에 취약한 것이 원인으로 판단된다.<sup>(14)</sup>

(5) 결론적으로, 동일한 열원온도 및 작동유체 질량유량 조건에서 적절한 회전속도의 제한은 본 연구에서 사용된 스크롤 팽창기의 출력 및 팽창기 효율 측면에서 매우 중요한 작동변수임을 확인하였고, 그 결과로 1500 RPM으로 회전수를 고정한 조건에서 가변속도 조건에 비해 총 출력 및 팽창기 효율이 높게 나타나는 것을 확인하였다. 다양한 고정 회전속도 조건에 따른 성능시험 및 특성분석을 통해 스크롤 팽창기의 최적 운전조건을 찾는 연구가 반드시 필요할 것으로 판단된다.

## 후 기

본 논문은 교육과학기술부의 재원으로 한국연구재단의 지원(NO. 2011-0030633)과 지식경제부의 재원으로 한국에너지기술평가원의 지원을 받아 수행한 연구 성과임(No.2011201010030-11-2-300).

## 참고문헌

(1) Tchanche, B.F., Lambrinos, G., Frangoudakis,

- A., Papadakis, G., 2011, "Low-Grade Heat Conversion Into Power Using Organic Rankine Cycles - A Review of Various Applications," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 15, No. 8, pp. 3963~3979.
- (2) Wei, D., Lu, X., Lu, Z., Gu, J., 2007, "Performance Analysis and Optimization of Organic Rankine Cycle (ORC) for Waste Heat Recovery," *Energy Conversion and Management*, Vol. 48, No. 4, pp. 1113~1119.
- (3) Dai, Y., Wang, J., 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, No. 3, pp. 576~582.
- (4) Madhawa, Hettiarachchi H.D., Golubovic, M., Worek, W.M., Ikegami, Y., 2007, "Optimum Design Criteria for an Organic Rankine Cycle Using Low-Temperature Geothermal Heat Sources," *Energy*, Vol. 32, No. 8, pp. 1698~1706.
- (5) DiPippo, R., 2004, "Second Law Assessment Of Binary Plants Generating Power from Low-Temperature Geothermal Fluids," *Geothermics*, Vol. 33, No. 5, pp. 565~586.
- (6) Kane, M., Larrain, D., Favrat, D., Allani, Y., 2003, "Small Hybrid Solar Power System," *Energy*, Vol. 28, No. 14, pp. 1427~1443.
- (7) Quoilin, S., Orosz, M., Hemond, H., Lemort, V., 2013, "Performance and Design Optimization of a Low-Cost Solar Organic Rankine Cycle for Remote Power Generation," *Solar Energy*, Vol. 85, pp. 955~966.
- (8) Junjiang Bao, Li Zhao, 2013, "A Review of Workingfluid and Expander Selections for Organic Rankine Cycle," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 24, pp. 325~342.
- (9) Declaye, S., Quoilin, S., Guillaume, L., Lemort, V., 2013, "Experimental Study on an Open-Drive Scroll Expander Integrated into an ORC (Organic Rankine Cycle) System with R245fa as Workingfluid," *Energy*, Vol. 55, pp. 173~183.
- (10) Clemente, S., Micheli, D., Reini, M., Taccani, R., 2012, "Energy Efficiency Analysis of Organic Rankine Cycles with Scroll Expanders for Cogenerative Applications," *Applied Energy*, Vol. 97, pp. 792~801.
- (11) Quoilin, S., Lemort, V., Lebrun, J., 2010, "Experimental Study and Modeling of an Organic Rankine Cycle Using Scroll Expander," *Applied Energy*, Vol. 87, No. 4, pp. 1260~1268.
- (12) Shin, D. G., KIM, Y. M., KIM, C. G., 2011, "Operating Characteristics of a Scroll Expander Used in Organic Rankine Cycle," *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 23, No. 12, pp. 776~781.
- (13) Park, C. Y., Hong, W. K., KIM, J. M., 2011, "Thermodynamic Efficiencies of Organic Rankine Cycles with a Feed Liquid Heater or Regenerator," *Korean Journal Of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 23, No. 10, pp. 662~669.
- (14) Eom, H. S., Yoon, C. S., Kim, Y. M., Shin, D. G., Kim, C. G., 2012, "Experimental Study on the Operating Characteristics of Organic Rankine Cycle," *Korean Journal Of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering Conference Proceeding*, pp. 1023~1028.