

유기 랭킨 사이클용 스크롤 팽창기 성능 시험에 관한 연구

Effects of Channel Amplitude Ratio on Flow and Heat Transfer Characteristics of Primary Surface Heat Exchanger for ORC

문제현 (Je-Hyeon Moon), 박근태 (Keun-Tae Park), 김현진 (Hyun-Jin Kim)[†]
인천대학교 기계시스템공학부

Department of Mechanical System Engineering, Incheon National University, Incheon 406-772, Republic of Korea

(Received December 23, 2013; revision received February 14, 2014; Accepted: February 17, 2014)

Abstract An algebraic scroll expander has been fabricated and tested in a R134a Rankine cycle with heat source of 20 kW. For the operating conditions of 20~26 bar and 90~93°C at the expander inlet and 8~9 bar at the outlet, the expander produced the shaft output power of about 0.6~0.7 kW in the operating speed range of 1500~2000 rpm. These correspond to the expander efficiency of 40~45%. The volumetric efficiency increased with increasing of the expander speed, reaching to 80% at 2000 rpm. Comparing to numerical simulation results, mechanical efficiency from the test data was found to be considerably low by as much as 30%, indicating that reduction in the frictional loss should be made to improve the scroll expander efficiency.

Key words Scroll expander(스크롤 팽창기), Algebraic spiral(대수나선), Waste heat recovery(폐열회수), Rankine cycle(랭킨 사이클), Shaft power(축출력)

[†] Corresponding author, E-mail: kimhj@incheon.ac.kr

기호설명

h	: enthalpy [kJ/kg]
H	: wrap height [m]
L	: power [W]
\dot{m}	: mass flow rate [kg/s]
P	: pressure [bar]
t	: time [sec.]
T	: temperature [°C]
T_s	: shaft torque [N·m]
v	: volume [m ³]

그리스 문자

η	: efficiency
θ	: crank angle [deg.]
ω	: angular velocity
ρ	: density [kg/m ³]

하첨자

a	: actual
bp	: back pressure
e	: expander
is	: isentropic
th	: theoretical

1. 서론

유기 랭킨 사이클은 MW급 발전에도 적용되어져 왔지만, 특히 소규모 열원으로부터 유용한 축 동력이나 전력을 생산하는데 있어 매우 유용한 방식으로 알려져 있다. 열원의 규모가 크지 않고 또한 열원의 온도도 높지 않은 경우 얻을 수 있는 발전 용량도 그리 크지 않으므로 동력 전환 장치로는 터빈보다는 용적형 팽창기가 더 적합하다. 용량이 크지 않은 경우에는 일정 수준 이상의 성능을 유지하는 터빈을 제작하는 것이 어렵고, 탈설계 조건 운전 시 효율이 급격히 떨어지며, 또한 터빈의 운전속도가 수만 rpm 이상이므로 감속기 등의 추가적인 장비가 요구되기 때문이다. 더구나 팽창 과정에서 작동 유체의 응축에 따른 액적이 발생하게 되면 터빈 블레이드에 손상을 가져 올 수도 있게 된다.

반면 용적형 팽창기는 강건 설계 및 제작이 가능하다. 여러 형태의 용적형 팽창기 가운데, 롤링 피스톤이나 트로코이드 치형을 갖는 지로우터 등이 적용된 경우도 보고되지만,^(1, 2) 대부분의 경우 스크롤 유체기계가 지니는 고효율 및 저소음의 특징 때문에 스크롤 팽창기가 널리 적용되고 있다.⁽³⁻¹²⁾ Harada⁽¹³⁾는 제한된 데이터 이긴 하지만 이러한 각종 형태의 용적형 팽창기에 대

한 성능 비교를 제시하였는데, 지로우터의 경우 설계 팽창비에 해당하는 운전조건에서는 스크롤 팽창기보다 더 효율이 좋게 나타나기도 하지만 설계 운전 조건을 벗어나면 성능이 급격히 저하되는 단점이 있다고 하였다. 스크류 팽창기는 발전 용량이 스크롤 영역보다는 더 큰 수십~수백 kW 급에 사용되기도 한다.⁽¹⁴⁾

대용량 발전에 사용되는 터빈의 경우 이미 기술적으로 안정되어 오래 전부터 상용화가 이루어졌지만, 소규모 유기 랭킨 사이클에 사용되는 스크롤 팽창기는 기존의 무급유식 공기 압축기나, 또는 가정용이나 자동차용 에어컨의 냉매 압축기로 사용되던 스크롤 압축기를 개조하여 만들어진 것이 대부분으로 아직 상용화 전 단계라고 할 수 있다. 따라서 본 연구에서는 소규모 유기 랭킨 사이클의 동력 전환 장치전용의 대수나선 스크롤 팽창기를 설계한데 이어,⁽¹⁵⁾ 스크롤 팽창기의 제작과 성능 시험 결과를 제시함으로써 스크롤 팽창기 개발과 소규모 유기 랭킨 사이클에의 적용성에 대해 살펴보려고 한다.

2. 스크롤 팽창기와 성능시험 장치

2.1 스크롤 팽창기

성능시험 대상인 스크롤 팽창기는 원래 차량 엔진으로부터의 폐열을 회수하여 축 동력으로 변환시킨 후 엔진의 출력축과 연계시켜 줌으로써 엔진 출력을 높이기 위한 용도로 설계된 것이다. Table 1에는 성능시험 대상인 스크롤 팽창기의 주요 사양을 나타내었고, Fig. 1은 제작된 스크롤 팽창기의 선회스크롤과 고정스크롤을, Fig. 2는 조립된 외관을 보여준다.

팽창기의 팽창압력 선도를 얻기 위해 동압센서 KISTLER Type4005B 3개를 고정스크롤 상판에 Fig. 3과 같

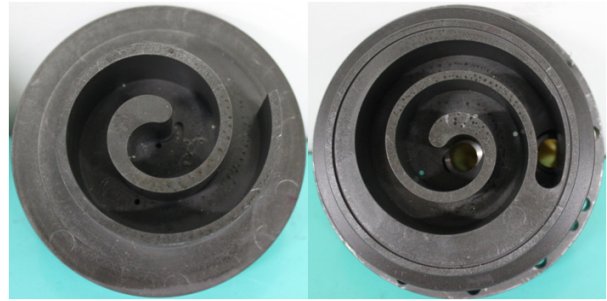


Fig. 1 Orbiting and fixed scrolls.

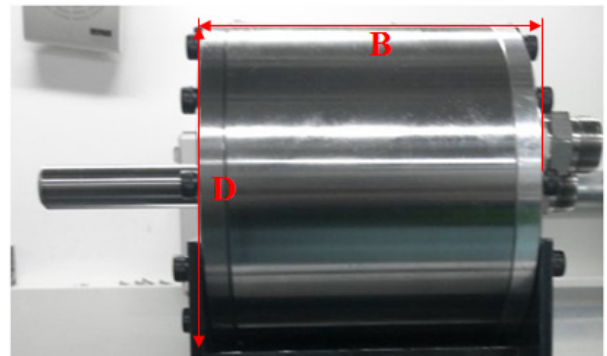


Fig. 2 Assembled scroll expander.

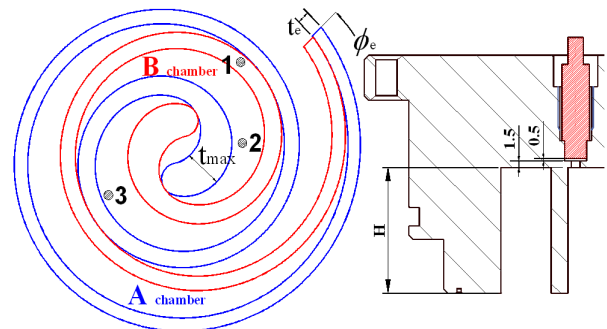


Fig. 3 Instrumentation of dynamic pressure sensors.

이 설치하였다. A-체임버의 압력 측정에는 1번과 3번 센서가 사용되고, B-체임버 압력은 2번 센서가 사용된다.

2.2 간이 성능시험장치

설계 및 제작된 스크롤 팽창기의 궁극적인 성능 시험은 대상 차량에 엔진 폐열 회수 시스템을 설치하고 이 시스템의 동력전환장치로서 스크롤 팽창기를 장착하여 수행해야 하겠지만 이에 앞서 간단한 성능시험장치를 통해 스크롤 팽창기의 기초적인 성능특성을 평가해 보는 것이 필요하다. 최종적인 성능시험을 위해서는 차량 엔진 룸 내의 엔진 냉각수 라인과 배기가스 라인 등의 배

Table 1 Main specifications of fabricated algebraic scroll expander

Notation	Description	Value
a[mm]	Algebraic curve constant	4.25
k	Exponent of spiral	0.825
t _{max} /t _e [mm]	wrap thickness, max/min	5/3
H[mm]	Wrap height	28
ϕ_e [o]	F/S Wrap end angle	950
V _{th} [cc]	Displacement volume	40.01
VR	Built-in volume ratio	1.99
D[mm]	Expander diameter	130
B[mm]	Expander length	139.8

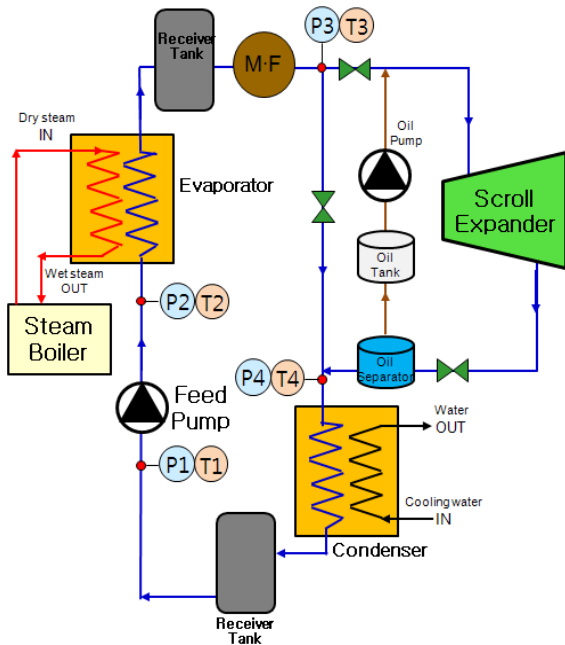


Fig. 4 Schematic diagram of an organic Rankine cycle of testing apparatus for scroll expander.

열과 이러한 폐열원들로부터의 폐열 회수를 위한 각종 열교환장치의 설치와 공간적인 제한, 열교환장치들 자체의 성능 특성 변화, 차속에 따른 폐열량 변화 등 많은 변수를 감안해야하므로, 먼저는 사이클을 구성하는 각종 요소들의 특성 변화가 스크롤 팽창기의 운전조건 변동에 미치는 영향이 최소화될 수 있는 간이 성능시험 장치에서의 성능시험이 선행될 필요가 있다.

이를 위해 R134a를 작동유체로 하는 유기 랭킨 사이클로 이루어지는 스크롤 팽창기 간이 성능시험 장치를 제작하였다. Fig. 4는 간이 성능시험 장치에 대한 도식도이다.

열원으로는 최대 20 kW 용량의 전기 히터가 설치되어 있는 스팀 보일러를 사용하고 가열된 스팀의 열에너지를 증발기를 통해 R134a 랭킨 사이클로 받아들인다. 증발기를 빠져 나온 R134a는 고온 고압의 상태가 되고 압력 탱크를 거쳐 스크롤 팽창기 입구로 보내진다. 작동 유체 R134a는 팽창기를 통과하면서 팽창하게 되고 이러한 가스 팽창은 선회스크롤의 선회운동을 일으키고, 선회스크롤의 선회운동은 다시 선회스크롤의 경관 허브에 체결된 크랭크 핀을 통해 크랭크 축의 회전 운동으로 전환된다.

2.3 계측 장비 및 데이터 획득

온도 및 압력 센서는 피드 펌프 전후, 그리고 팽창기 전후의 4곳에 설치하고, 유량 측정을 위한 질량 유량

계를 증발기 출구 라인 상에서 압력 탱크와 팽창기 입구 사이에 설치하였다. 질량 유량계의 모델명은 RHM08로서 측정 범위는 1~50 kg/min이며, 최대 압력 55 bar 조건에서 사용 가능하다. 냉매 순환 펌프로 R134a용 Hydra-cell Pump D/G-03-S를 사용하였고, 인버터로 유량을 조절할 수가 있으며 1750 rpm에서 유량은 11.3 LPM이다.

스크롤 팽창기 출력 측과 서보 모터 사이에 토크 메터를 체결하여 팽창기의 출력을 측정하였다. 서보모터로 부하를 조절하여 원하는 rpm을 설정하고 그때의 토크를 토크메터를 통해 측정한다. 토크메터의 측정 범위는 최대 19.6 N-m이며, 서보모터 모델명은 CN50A로서 회전 속도 3000 rpm에서 토크 15.9 N-m를 내는 출력 5 kW급이다.

동압 센서의 데이터 획득을 위해서 8 CH Digital Oscilloscope MODEL HIOKI 8835을 사용하였고, 샘플링 주파수는 최대 100 kHz이다. 정압과 온도, 그리고 팽창기 출력 등은 샘플링 타임 100 ms까지 가능한 Data Logger Model MX100을 사용하였다.

3. 성능시험 결과 및 고찰

초기 기동 시, 원하는 고압 및 저압 범위에 도달하기 위해 팽창기를 사용하지 않고 팽창기 라인과 병렬 구조의 밸브 라인 상에 설치된 팽창 밸브의 개도를 조절하여 맞춰 나가고, 어느 정도 압력 상태가 형성된 후에는 팽창기 구동을 시작하고 팽창 밸브는 완전히 닫는다.

Fig. 5(a) 팽창기 구동 후부터 시간에 따라 사이클 각 지점의 압력을 측정된 것이다. Pbp는 선회스크롤 후면에 있는 배압실의 압력을 나타낸다. 처음부터 610초까지는 팽창기의 운전속도를 1500 rpm로 설정하였고 그 이후는 2000 rpm에 설정하였다. 전반적으로 저압 라인의 압력은 일정한 반면, 고압 라인의 압력 시그널은 대략 150초 정도의 주기를 가지고, ±1.1 bar 정도의 진폭으로 변동하는 양상을 보인다. 이러한 주기적인 압력 변동은 팽창기 운전속도를 1500 rpm에서 2000 rpm으로 바꾸었을 때, 압력의 평균치만 낮아졌을 뿐, 압력 변동의 주기와 진폭에는 큰 변화가 없었다. 고압 라인의 압력 평균치가 낮아진 것은 피드 펌프의 운전 속도는 일정하게 유지되는 상태에서 팽창기의 운전 속도만 증가하였기 때문에 고압부 공간전체를 채우고 있는 작동 유체의 총 질량이 감소하여 밀도가 낮아졌기 때문이다. 즉 피드 펌프의 송출량과 팽창를 통과하는 유량이 같아지도록 고압부 압력이 낮아진 상태에서 평형점을 찾은 것이 Fig. 5(a)에 나타난 2000 rpm에서의 압력 레벨이다.

Fig. 5(b)의 온도 측정에서는 압력 변동과 같은 크기

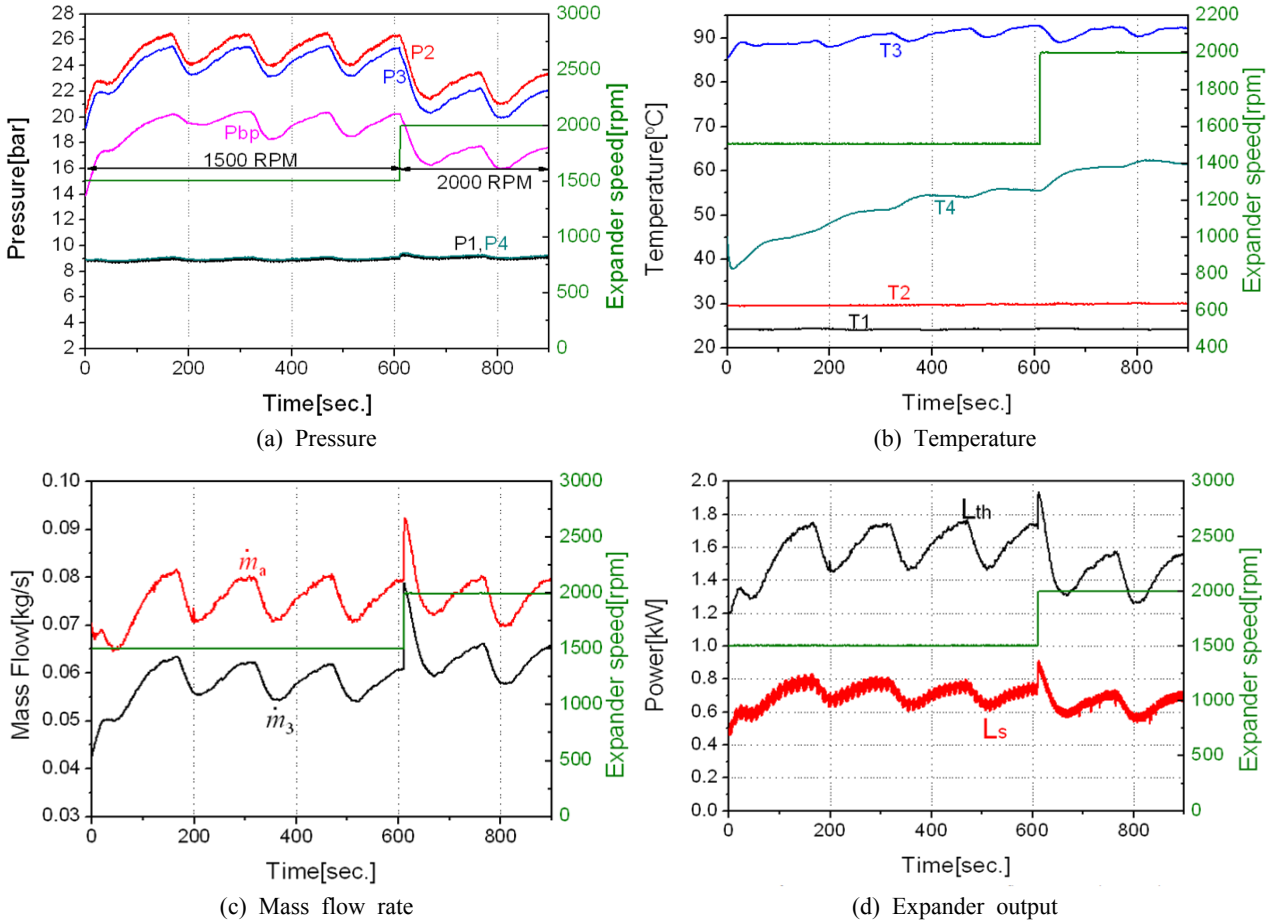


Fig. 5 Time traces of pressure, temperatures, mass flow rate and expander output power measurements.

의 진동은 없었으나 압력 변동과 같은 주기를 갖는 온도의 변동 흔적은 나타났다. 다만 저압부인 팽창기 출구 온도(T4)가 계속 상승하는 추세를 나타내었다.

Fig. 5(c)은 질량 유량을 보여준다. 팽창기 흡입 체적에 기준하여 계산한 이론 질량 유량(m_3)도 함께 나타내었다. 팽창기 운전속도를 $N = 1,500 \text{ rpm}$ 에서 $N = 2,000 \text{ rpm}$ 으로 증가시킬 때, 운전 속도를 증가시킨 시점에서는 질량 유량이 이에 따라 순간적으로 증가하지만 20~30초 이내에 곧 바로 이전의 질량유량으로 되돌아온다. 이는 앞서 언급한대로 팽창기 운전속도는 증가하였지만 피드펌프의 운전속도는 일정하기 때문에 고압부 압력과 밀도가 낮아졌기 때문이다.

Fig. 5(d)는 팽창기 출력을 보여준다. 팽창기 출력은 $L_s = \omega T_s$ 로서 T_s 는 토크 메터로 측정된 토크 값이다. 작동 유체로부터 팽창기가 얻을 수 있는 최대 이론 출력 L_{th} 을 측정치 L_s 와 함께 도시하였다. 팽창기 운전속도 $N = 2,000 \text{ rpm}$ 에서 최대 이론 출력이 감소하는 것은 Fig. 5(a)에서와 같이 팽창기 입구 압력이 감소하

기 때문이다.

이상의 측정 데이터로부터 구한 팽창기 체적효율과 전효율을 Fig. 6에 나타내었다. 체적효율과 팽창기 전효율은 각각 식(1), 식(2)와 같이 정의 된다.

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_a} \quad (1)$$

$$\eta_e = \frac{L_s}{L_{th}} = \eta_v \eta_{ad} \eta_{mech} = \eta_{is} \eta_{mech} \quad (2)$$

체적효율은 $N = 1,500 \text{ rpm}$ 일 때, $\eta_v = 76 \sim 78\%$ 수준을, $N = 2,000 \text{ rpm}$ 일 때, $\eta_v = 82 \sim 84\%$ 수준을 나타내었고, 전효율은 $N = 1,500 \text{ rpm}$ 일 때, 대략 $\eta_e = 41 \sim 42\%$ 수준을, $N = 2,000 \text{ rpm}$ 일 때, $\eta_e = 42 \sim 44\%$ 정도를 나타내었다.

Fig. 7은 팽창기 운전속도에 따른 체적 효율과 팽창기 전효율을 보여준다. 데이터 가운데 A와 B로 표기된 데이터는 초기의 성능시험 결과이고, C와 D는 며칠의 간

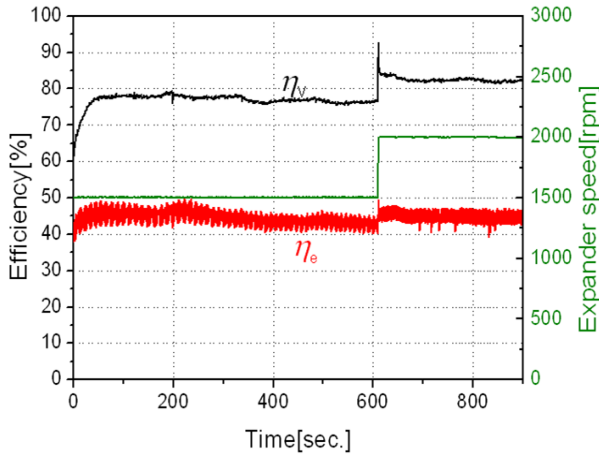


Fig. 6 Expander efficiencies vs. time.

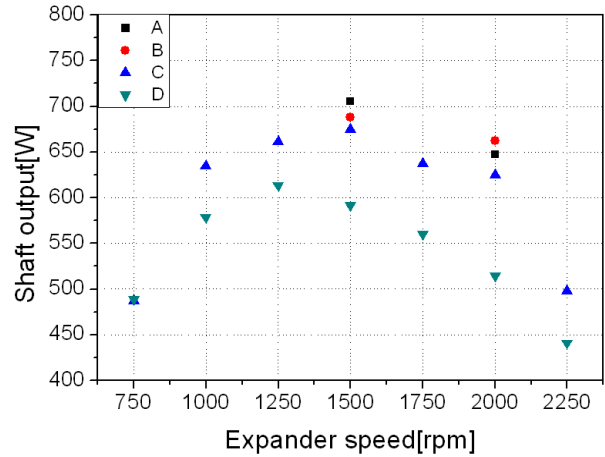


Fig. 8 Expander output vs. expander speed.

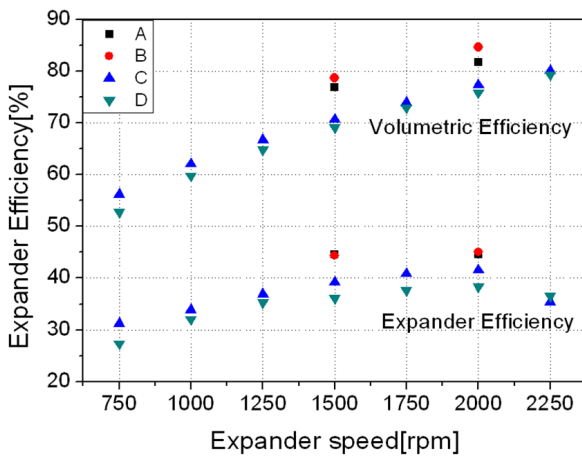


Fig. 7 Expander efficiencies vs. expander speed.

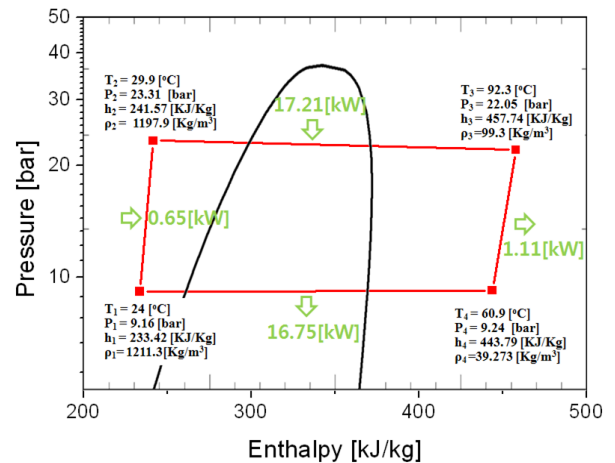


Fig. 9 P-h diagram at $t = 770$ sec with $N = 2,000$ rpm.

격을 둔 후 진행된 측정 결과이다. 초기 결과 대비 C와 D 데이터에서 체적효율은 5~6% 정도 팽창기 전효율은 3~5% 낮게 나타났다. 이는 아마도 초기 시험 후 팽창기 상태를 검사하기 위하여 분해 및 재조립하는 과정에서 부품 간의 정렬 정밀도 등이 달라져서 발생한 것으로 추정된다. 체적효율은 운전속도의 증가에 따라 증가하여, $N = 750$ rpm에서 $\eta_v = 55\%$ 정도에서 $N = 2,000$ rpm 이상에서는 대략 $\eta_v = 80\%$ 수준의 효율을 나타내었다. 팽창기 전효율은 2,000 rpm 부근에서 최대치를 보인다. $N = 750$ rpm에서 대략 $\eta_e = 30\%$ 정도이며 운전속도 증가에 따라 증가하다가 $N = 2,000$ rpm 부근에서 $\eta_e = 38 \sim 45\%$ 정도의 값으로 최대치가 얻어졌고, 그 이상의 운전속도에서는 효율이 감소하는 경향을 보였다. 이는 운전속도가 증가하면서 체적효율의 증가로 인한 이점보다 기계적 마찰 손실의 증가로 인한 손실이 더 커지기 때문이다. Fig. 8에서 팽창기는

1,000~2,000 rpm 영역에서 600~700 W 정도이다.

$N = 2,000$ rpm일 때, 어느 한 시점(Fig. 5의 $t = 770$ sec)의 데이터로부터 사이클 상태를 P-h 선도로 나타내면 Fig. 9와 같다. 점 3에서 점 4까지의 팽창이 등엔트로피 과정이었다면 팽창기 출구 4점에서의 엔탈피는 Refprop 8.0⁽¹⁶⁾으로부터 $h_{4s} = 438.04$ kJ/kgK이 될 것이다. 그런데 실험을 통해 얻은 Fig. 9의 4점의 엔탈피는 $h_4 = 443.79$ kJ/kgK이므로 등엔트로피 효율은 $\eta_{is} = 70.08\%$ 로 계산되며, 또한 이 시점에서의 팽창기 전효율은 $\eta_e = 45\%$ 이므로 기계효율은 $\eta_{mech} = \eta_e / \eta_{is} = 64.3\%$ 가 된다. 이 조건에서 스크롤 팽창기 성능해석 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램⁽¹⁵⁾을 통해 얻은 값들을 Table 2에 실험 데이터와 함께 나타내었다. 실험과 시뮬레이션의 가장 큰 차이는 기계적 효율로서 시뮬레이션 대비 실험치는 약 30% 정도 낮게 나왔다. 이는 부분적으로는 선회스크롤과 고정

Table 2 Scroll expander performance

Symbols	Experiment	Simulation
$P_3/P_4(\text{bar})$	22.05/9.24	
$t_3(\text{°C})$	92.3	
$N(\text{rpm})$	2000	
$L_s(\text{kW})$	0.71	1.109
$\eta_e(\%)$	45.0	70.3
$\eta_v(\%)$	82.3	78.5
$\eta_{is}(\%)$	70.1	75.6
$\eta_{mech}(\%)$	63.4	93.0

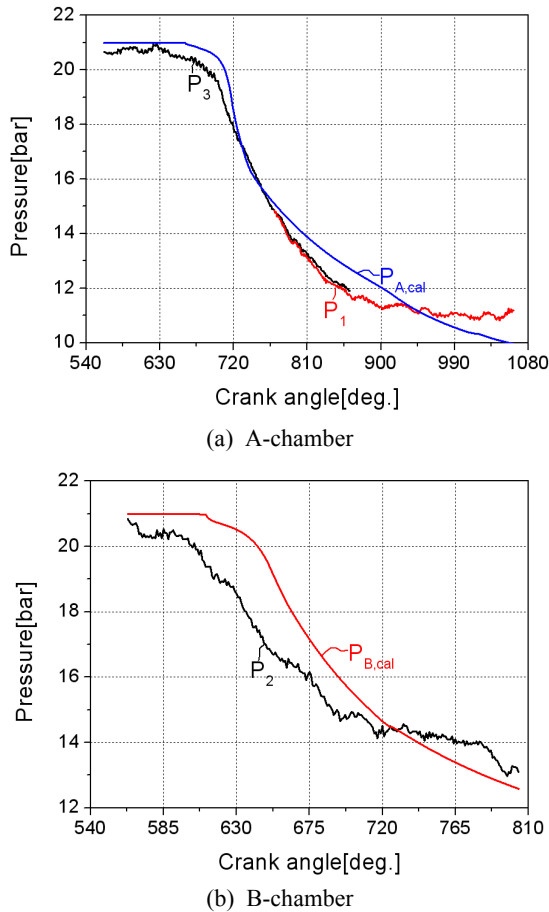


Fig. 10 Expansion pressure signals.

스크롤 간의 스러스트면 마찰 손실이 예상보다 크게 발생한 것으로 여겨진다. 또한 각 부품의 가공 정밀도 문제와 시작품 조립 시 크랭크 축과 선회스크롤과의 직각도 문제, 그리고 팽창기 출력축과 토크 미터 축, 또는 서보 모터 축과의 정렬 정확도 부족 등으로 인해 추가적인 기계적 손실이 발생할 수 있다.

Fig. 10(a), Fig. 10(b)는 동압 센서를 통해 얻어진 팽창실 내부의 압력 시그널이다. 팽창기 운전속도는 1,500 rpm이고, 압력신호 샘플링은 10 kHz의 간격으로 이루어졌다. 이를 크랭크 각도로 환산하면 0.9° 간격이다. 성능해석 시뮬레이션 프로그램을 통해 얻은 압력선도와 비교했을 때 A-체임버의 경우 측정치가 시뮬레이션보다 압력이 부분적으로 낮게 나타났으며 팽창 과정 중반부에는 오히려 높게 나타났다. 이는 고압의 중앙부 포켓에서 저압의 외곽부 포켓으로의 누설이 외곽부에 모이기 때문이다. B-체임버에서는 측정치와 시뮬레이션 간의 차이가 더욱 심하게 나타났다. 특히 팽창 시작되기 전부터($\theta < 610^\circ$) 압력이 떨어지기 시작한 것은 팽창기 입구에서 B-체임버로 유입되는 통로에서의 유로 저항이 크기 때문으로 판단된다. B-체임버로의 유입 통로 재설계를 통해 개선할 수 있다.

5. 결론

소규모 유기 랭킨 사이클의 동력 전환 장치로서 대수나선 스크롤 팽창기 시작품을 제작하여 성능을 시험함에 있어서,

(1) 성능 시험 장치로서 최대 20 kW의 열원을 갖는 R134a 유기 랭킨 사이클 장치를 제작하였다. 고압부는 20~26 bar, 저압부는 8~9 bar 수준을 형성할 수 있었고, 최대 질량 순환 유량은 0.08 kg/s 정도였다.

(2) 대수나선 스크롤 팽창기의 시작품을 제작하였고 운전속도를 변화시켜가며 성능을 측정한 결과, 체적효율은 운전속도의 증가에 따라 증가하여, 750 rpm에서 $\eta_v = 55\%$ 정도에서 2,000 rpm에서는 대략 $\eta_v = 80\%$ 수준의 효율을 나타내었다. 팽창기 전효율은 750 rpm에서 $\eta_e = 30\%$ 정도이며 2,000 rpm 부근에서 $\eta_e = 38 \sim 45\%$ 정도의 값으로 최대치가 얻어졌고, 그 이상의 운전속도에서는 효율이 감소하는 경향을 보였다.

(3) 동압센서로 팽창 압력 선도를 측정된 결과, 설계치보다 누설이 더 크게 일어나서 팽창 압력이 시뮬레이션 값보다 낮게 형성되었다.

(4) 시뮬레이션과 비교해서 기계 효율이 30% 정도 낮게 측정되었는데, 이는 선회스크롤과 고정스크롤 간의 스러스트면 마찰 손실이 예상보다 크게 발생한 것으로 여겨지며, 또한 부품 가공 정밀도 문제, 그리고 크랭크 축 등의 정렬 정확도 문제 등에 기인한 것으로 여겨진다.

후 기

본 연구는 2013년도 그린카 등 수송시스템산업원천기술개발사업(과제번호 : 10033785)의 지원에 의하여 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

Reference

1. Wang, X. D., Zhao, L., Wang, J. L., Zhang, W. Z., Zhao, X. Z., and Wu, W., 2010, Performance evaluation of a low-temperature solar Rankine cycle system utilizing R245fa, *Solar Energy*, Vol. 84, pp. 353-364.
2. James, A. M., Jon, R. J., Jiming, C., Douglas, K. P., and Richard, N. C., 2009, Experimental testing of generator and scroll expanders used in and energetic and exergetic modeling of an organic rankine cycle, *Journal of Energy Resources Technology*, Vol. 131, No. 1.
3. Oomori, H. and Ogino, S., 1993, Waste Heat Recovery of Passenger Car Using a Combination of Rankine Bottoming Cycle and Evaporative Engine Cooling System, SAE Technical, Paper 930880.
4. Kane, M., Larrain, D., Favrat, D., and Allani, Y., 2003, Small hybrid solar power system, *Energy*, Vol. 28, pp. 1427-1443.
5. Lemort, V., Teodorese, I. V., and Lebrun, J., 2006, Experimental study of the entegration of a scroll expander into a heat recovery rankine cycle, *International Compressor Engineering Conference*, Paper 1771.
6. Quoilin, S., Lemort V., and Lebrun, J., 2009, Experimental study and modeling of an Organic Rankine Cycle using scroll expander, *Applied Energy*, Vol. 87, No. 4, pp. 1260-1268.
7. Saitoho, T., Yamada, N., and Wakashima, S., 2007, Solar Rankine Cycle System Using Scroll Expander, *Journal of Environment and Engineering*, Vol. 2, No. 4, pp. 708-719.
8. Lemort, V., Quoilin, S., Cuevas, C., and Lebrun, J., 2009, Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, No. 14/15, pp. 3094-3102.
9. Quoilin, S., Orosz, M., Hemond, M., and Lemort, V., 2011, Performance and design optimization of a low-cost solar organic Rankine cycle for remote power generation, *Solar Energy*, Vol. 85, No. 5, pp. 955-966.
10. Wang, H., Peterson, R., Harada, K., Miller, E., Lng-ram-Goble, R., Fisher, L., Yih, J., and Ward, C., 2011, Performance of a Combined Organic Rankine Cycle and Vapor Compression Cycle for Heat Activated Cooling, *Energy*, Vol. 36, No. 1, pp. 447-458.
11. Clemente, S., Micheli, D., Reini, M., and Taccani, R., 2012, Energy efficiency analysis of Organic Rankine Cycles with scroll expanders for cogenerative applications, *Applied Energy*, Vol. 36, No. 1, pp. 447-458.
12. Eom, H. S., Yoon, C. S., and Kim, Y. M., 2013, Experimental Study on the Operating Characteristics of the Organic Rankine Cycle, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 25, No. 4, pp. 208-215.
13. Harada K. J., 2010, Development of a small scale scroll expander, MS Thesis, Oregon State University, Oregon, USA.
14. Bruno, V., Ignace, V., Sergei, G., and Michel, D. P., 2011, Turn waste heat into electricity by using an Organic Rankine Cycle, *Proceedings of 2nd European Conference on Polygeneration*.
15. Kim, H. J., Moon, J. H., and Lee, Y. S., 2014, A study on the design of an asymmetric algebraic scroll expander, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 26, No. 3, pp. 122-129.
16. National Institute of Standards and Technology, 2007, REFPROP 8.0.