

# 유기랭킨사이클 작동과 관련한 부품개선에 의한 사이클 효율변화에 대한 영향

조수용\*<sup>†</sup> · 조종현\*\*

## Effect on the Cycle Efficiency by Using Improved Parts for Operating the ORC

Soo-Yong Cho\*<sup>†</sup>, Chong-Hyun Cho\*\*

*Key Words* : Organic Rankine Cycle(유기랭킨사이클), Turbo-Expander(터보팽창기), Performance Test(성능실험), Efficiency Improvement(효율향상), Renewable Energy(재생에너지)

### ABSTRACT

The organic Rankine cycle (ORC) has been used to convert thermal energy to mechanical energy or electricity. The available thermal energy could be waste heat, solar energy, geothermal energy, and so on. However, these kinds of thermal energies cannot be provided continuously. Hence, the ORC can be operated at the off-design point. In this case, the performance of the ORC could be worse because the components of the ORC system designed based on a design point can be mismatched with the output power obtained at the off-design point. In order to improve the performance at the off-design point, a few components were replaced including generator, bearing, load bank, shaft, pump and so on. Experiments were performed on the same facility without including other losses in the experiment. The experimental results were compared with the results obtained with the previous model, and they showed that the system efficiency of the ORC was greatly affected by the losses occurred on the components.

### 1. 서 론

화석연료의 사용으로 인한 기후의 변화뿐만 아니라 사용 가능한 화석연료의 자원이 줄어들어 감에 따라 재생에너지에 대한 연구가 많이 수행되고 있으며 지속적으로 재생에너지의 활용도가 높아지고 있다. 현재 많이 사용되고 있는 신 재생에너지로는 태양열, 풍력, 태양전지, 폐열회수, 해양에너지, 지열 등 다양한 분야에서 활용도를 높이고 있다. 그 중에서도 재생에너지 기술의 한 분야인 유기랭킨 사이클(ORC)의 경우는 온도차가 있는 열원을 사용하여 기계적인 에너지를 얻고 필요에 따라서는 전기에너지를 얻는 것이다. 따라서 온도가 높으면서 가용한 열에너지의 양이 큰 지열의 경우라면 ORC는 아주 효과적인 재생에너지 생산장치가 된다. 태양

에너지의 경우는 여러 방식으로 에너지를 생산하지만, ORC를 적용한 대규모 발전단지에서는 반사경으로 태양광을 집광하여 높은 온도의 열에너지를 생성하여 발전을 한다. 비록 높은 온도는 아니지만 어느 정도의 온도차를 갖는 경우라면 ORC의 적용이 가능하다. 이런 경우가 지표수와 심해와의 온도차를 활용하여 발전을 하는 경우로써, ORC를 이용하여 발전을 하고 있다. 그 외에도 산업체에서 배출되는 폐열을 활용하는데, 산업체의 폐열이 비록 지열이나 해양과 같이 대규모의 열원은 아니지만, 폐열의 양은 산업체 전체로 보면 적지 않는 에너지가 된다. 따라서 소 규모의 ORC를 활용하여 산업체에서 배출되는 폐열로부터 전기에너지를 생산하기도 한다. 산업체 외에도 열에너지를 배출하는 소각로시설, 연료전지, 발전소 등에서도 2차로 ORC를 활용한다. 바이오매스,

\* 경상대학교 항공기부품기술연구센터(Gyeongsang National University, Research Center of Aircraft Parts Technology)

\*\* 선테크(주) 기술연구소(Suntech, R&D Center)

† 교신저자, E-mail : sycho@gnu.ac.kr

산업체 폐열, 태양열과 같은 열원으로부터 소규모 ORC를 적용<sup>(1-4)</sup>하여 발전을 하고 있다.

대부분 재생에너지의 연구는 기존에 활용하지 않는 에너지로부터 새로운 에너지를 얻고자 하는 것이므로 열원의 온도가 낮다거나, 가용한 열원의 용량이 충분하지 못하다거나, 공급되는 열량이 일정하지 않는 경우들일 것이다. 태양열의 활용에 있어서도 가용한 열에너지의 양과 온도는 시간이나 설치장소에 따라서 일정하지 않으며, 산업체에서 배출하는 폐열의 경우도 산업체의 생산품목, 작업공정 및 시간에 따라 가용한 열에너지의 량과 온도가 변한다. 이처럼 열에너지의 량이 수시로 바뀌는 곳에 적용되는 ORC의 경우는 출력이 수십 kW에서 수 W까지 다양한 출력을 얻는다.

ORC에 적용 가능한 작동유체는 유기물을 사용하는 것인데, 지구상에는 아주 많은 유기물이 존재하므로 너무나 많은 유기물이 ORC의 작동유체로 적용될 수 있다. 따라서 기존에 수행된 ORC 연구 중에서 효율적인 작동유체의 선정에 관한 연구<sup>(5-13)</sup>들이 많이 있다. 다양한 유기물 중에서 ORC에 사용될 작동유체는 기본적으로 높은 효율, 무독성, 저비용, 낮은 가연성이 필요하지만 특히 오존층을 파괴하지 않아야 하며 지구 온난화 지수가 높지 않아야 한다. 이러한 문제점으로 현재까지는 CFC/HFC 계열의 단점을 개선한 대체냉매가 많이 적용되고 있다. 하지만 여러 연구자들에 의해 수행된 연구 결과에서 추천된 최적의 작동유체는 동일하지 않다. 이러한 이유가 ORC가 가동되는 작동 조건에 따라 유기물의 특성이 다르기 때문이다.

ORC의 기존 연구 중에서 팽창기 분야의 연구를 많이 수행하였다. 이러한 이유는 ORC에 있어서 팽창기가 열에너지를 기계적 에너지로 변환하는 핵심 장치이기 때문이다. 가용한 열원의 양이나 온도에 따라 팽창기도 스크롤, 베인, 스크류, 왕복피스톤, 터보형 등 여러 종류<sup>(14-18)</sup>가 적용되었다. 출력이 큰 경우에는 터보형 팽창기가 많이 사용되고 있으며, 작은 출력의 경우에는 용적식 팽창기가 많이 사용되고 있다. 하지만 재생하고자 하는 열에너지들이 일정하게 공급되지 않는 경우에는 작동점이 수시로 바뀌게 된다. 이러한 경우에 터보형 팽창기가 탈설계점에서 적절히 작동하므로 용적식 팽창기보다는 장점이 있다.

이상과 같이 ORC의 활용에 있어서 작동유체의 선정과 팽창기의 선정이 중요한 결정사항이다. 하지만 이러한 결정을 하기 위하여서는 활용할 열에너지의 량과 온도가 결정되어야 한다. 이를 기준으로 사이클해석을 수행할 수 있을 것이고, 사이클 해석의 결과를 바탕으로 세부적인 설계를 수행하게 될 것이다. 하지만 ORC 시스템의 최종적인 성능은 생산되는 전력을 바탕으로 효율을 평가하므로 세부부품의 적합한 선정이나 장치의 적절한 설계 및 구성이 성능에 많은 영향을 미치게 된다. 본 연구에서는 ORC의 적용에서 작동유체의 선정이나 팽창기의 선정이 올바르게 되었다 하더라도 세

부부품의 변경이나 교환이 ORC 시스템의 성능에 미치는 영향을 파악하기 위한 연구를 수행하였다. 이를 위하여 본 연구에서는 기존에 수행되었던 연구<sup>(19)</sup>에서 사용된 터보팽창기의 부품을 개선하고 동일한 실험장치를 사용하여 성능시험을 수행하였다.

## 2. 기존의 ORC장치

### 2.1 시스템 설정

ORC를 적용할 사용처로 소규모 산업단지로 선정하였으며, 여기서 나오는 폐열을 활용하기 위한 목적으로 시스템을 구성하였다. 따라서 국내 산업단지를 기준으로 얻을 수 있는 폐열의 규모를 고려하여 30 kW 수준의 출력을 얻을 수 있는 ORC의 구성이 적절하다고 판단하였다. 하지만 산업체의 폐열은 일정하게 나오는 것이 아니므로 변동하는 열원에서 출력을 얻기 위하여 팽창기는 터보형으로 선정하였다. 또한 산업체에서 나오는 폐열이 적은 경우에도 터보팽창기가 작동하도록 하기 위하여서 부분분사에서 작동하도록 하여야 하였다. 이러한 이유는 열에너지의 축소로 작동을 멈추는 것보다는 적은 출력이라도 지속적으로 얻는 것이 유리하기 때문이다.

공급되는 열에너지가 적은 경우에 터보팽창기는 부분분사에서 작동하는 것이 유리한데, 이 경우에 터빈은 충동형으로 되어야 하며, 충동형 터빈에서는 블레이드의 형상뿐만 아니라 로터로 분사되는 작동유체의 속도가 중요하다. 따라서 터빈이 효율적으로 작동되도록 하는 분사속도를 얻기 위하여 노즐을 사용하였다. 따라서 터보팽창기에서는 노즐은 로터와 함께 시스템 성능에 영향을 미치는 핵심 부품이 된다.

작동유체의 경우는 여러 선행 연구 결과들을 종합적으로 분석하여 보았다. 특히 산업체 폐열과 같이 낮은 열에너지에서 작동하여야 한다는 점을 고려하여 R245fa를 작동유체로 최종 선정하였다.<sup>(20)</sup>

### 2.2 팽창기 구성

30kW 급 충동형 팽창기에서 로터의 형상은 반경류형으로 선정하였으며, Fig. 1은 로터의 형상을 보여주고 있다. 터빈 입구 전온도가 110°C인 작동조건에서 부분분사율(정익출구 면적과 동익입구면적의 비)이 49.2%일 때 21,000 RPM의 회전수에서 29.6 kW의 출력이 얻어질 수 있도록 설계된 팽창기가 사용되었다. 설계점 영역 근처에서 터빈의 성능과 터빈의 설계기법은 사이클해석<sup>(21)</sup>에 자세히 설명되어 있다.

설계된 터빈에 적합한 노즐의 설계는 시스템 설정에서 선정된 R245fa 작동유체와 로터를 바탕으로 설계하여야 하는데, 포화증기 상태에서 R245fa의 음속은 공기의 약 1/3 정도



Fig. 1 Picture of turbine rotor connected with the generator rotor

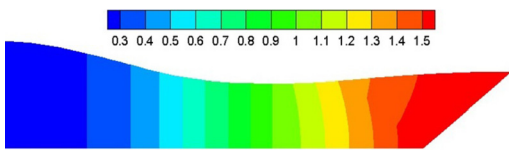


Fig. 2 Mach number contours within a nozzle designed by the method of characteristics

의 수준이다. 따라서 노즐에서 터빈으로의 분사속도는 130 m/s 정도가 된다. 따라서 로터의 작동성을 향상하기 위하여서는 노즐출구에서 마하수가 1.6에 도달하도록 할 필요가 있었다.

초음속 노즐의 설계는 주어진 온도와 압력으로부터 노즐 목까지 축소영역을 설계하고, 여기서 얻어진 물성치로부터 확대영역을 설계하여 노즐출구에서 마하수 1.6을 얻는다. 우선 노즐목까지의 축소영역은 노즐설계기법<sup>(22)</sup>으로 설계하면서 작동유체인 R245fa의 물성치는 Refprop<sup>(23)</sup>을 사용하여 설계프로그램과 연동되도록 하였다. 노즐목에서의 물성치를 바탕으로 노즐출구에서 마하수가 1.6이 되도록 확산관을 설계할 때, 특성곡선법<sup>(24,25)</sup>이 적용되었다. 노즐의 단면은 원형 형상을 가지며 설계된 형상에서 난류경계층 두께<sup>(26)</sup>를 추가하였다. Fig. 2는 이렇게 설계된 노즐단면에서의 형상과 노즐내부에서 예측되는 마하수를 보여주고 있다.

### 3. 실험장치

#### 3.1 실험장치구성

개발된 ORC 장치를 정격출력 시험을 수행하기에 앞서 탈 설계 영역에서의 성능시험을 수행하였다. 이를 위한 실험을 장치를 Fig. 3에서 보여주고 있다. ORC 시스템을 구성하기 위한 장치로 증발기, 재생기, 냉각기, 터빈, 발전기, 탱크 등을 보여주고 있다. 작동유체의 가열에는 열매체 오일 Shell S2를 사용하여 증발기에서 작동유체를 액상상태에서 기상상태로 만든다. 증발기에서 고온고압으로 변한 작동유체는 노즐을 통하여 팽창된 후 터빈을 구동하는데, 터빈에서 발생된 회전력은 발전기에서 전기에너지로 변경되었다. 터빈 축은

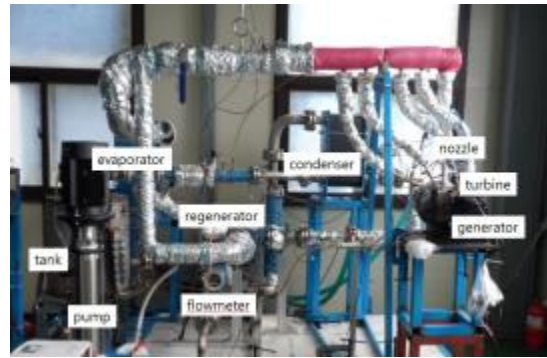


Fig. 3 Picture of the experimental facility for the regenerative organic Rankine cycle

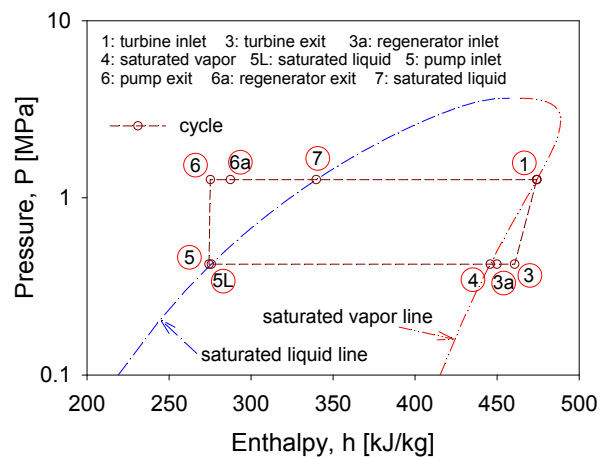


Fig. 4 Cycle of the ORC on the P-h curve with measuring locations

발전기와 직결식으로 연결되었으며, 터빈에서 팽창이 이루어진 작동유체에서는 어느 정도의 열에너지를 가지고 있으므로 재생기에서 작동유체를 가열하는데 사용되었다. 재생기를 지난 작동유체는 냉각기에서 액상상태로 바뀌어 탱크에 모이게 되는데, 탱크에 있던 작동유체는 펌프에 의하여 다시 가압되어 사이클을 돌게 된다. 펌프는 원심단펌프와 용적식 펌프를 추가로 설치하였다. 이렇게 사이클이 형성될 때의 P-h 선도를 Fig. 4에서 보여 주고 있다. 터보팽창기의 위치는 1번과 3번 사이에 존재한다.

#### 3.2 측정장치

실험장치를 구성하는 주요장치들의 입출구에 압력센서와 온도센서를 각각 9개씩 설치하여 압력과 온도를 측정하였다. 실험장치에 사용된 유량계는 펌프에서 재생기를 들어가기 전에 설치하였으며, 터빈에서 얻어지는 출력은 파워미터를 사용하여 측정하였다. 각각의 온도 및 압력의 데이터는 DAQ를 사용하여 PC에 취합하였다. Table 1은 본 실험에 사용된 측정장치의 모델과 정확도를 보여주고 있다.

Table 1 Measuring instruments used in the experiment

Instrument	Maker	Model	Accuracy
Mass flowmeter	Endress+Hauser	80E15, Coriolis	± 0.2%
Pressure sensor	Druck	PTX 7500	± 0.05%
Thermometer	Dongyang	PT100	± 0.2%
Powermeter	Yokogawa	WT1600	± 0.1%
DAQ	Omron	ZR-RX45	± 0.1%

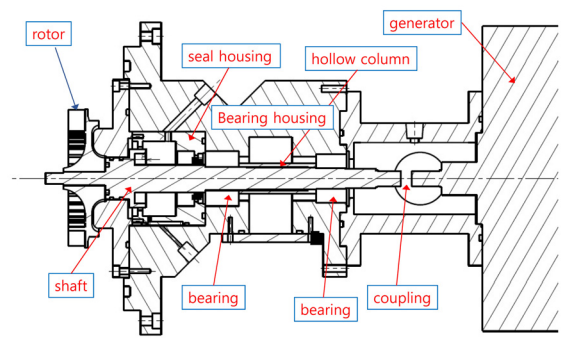


Fig. 7 Cross-sectional view of turbo-expander of 2<sup>nd</sup> model

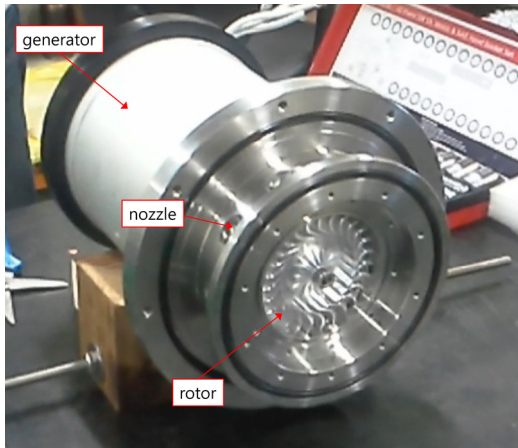


Fig. 5 Turbo-expander integrated with a 30kW generator

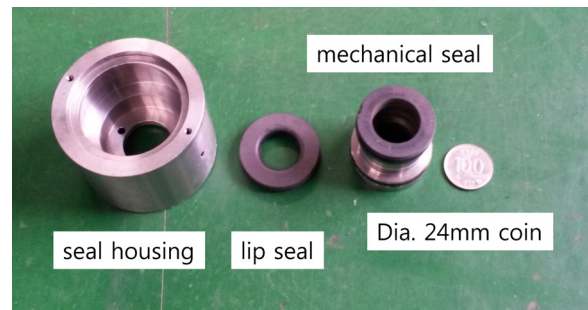


Fig. 8 Seal housing, mechanical seal and lip seal

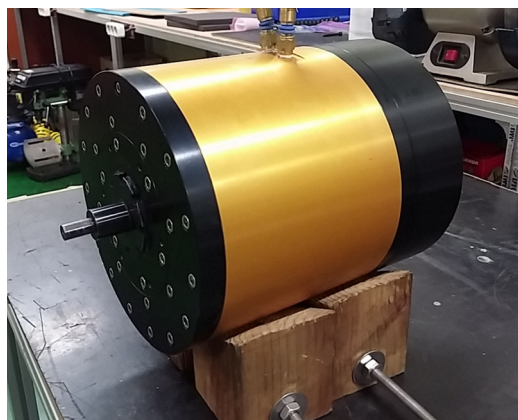


Fig. 6 5kW generator for 2<sup>nd</sup> ORC model

#### 4. 부품 개선

Fig. 5는 30 kW 발전기에 터보팽창기가 장착되어 있는 형상을 보여주고 있으며, 로터는 발전기의 축에 조립되어 일체형으로 제작된 첫 번째 모델을 보여주고 있다. 첫 번째 모델을 사용하여 설계점과는 많이 떨어진 탈설계 영역에서 수행된 실험<sup>(19)</sup>에서 ORC 시스템의 효율은 노즐 3개를 적용한 경우에 터빈입구온도가 80°C인 경우에 0.8%의 아주 낮은 효율을 얻었다. 이 값은 사이클 해석에서 예측하였던 2.55%에 비하여 아주 낮은 값이었다. 따라서 이러한 원인으로는 ORC를 구성하는 부품에서의 손실이 큰 것으로 판단되었다.

ORC 구성품에서 손실에 영향이 있는 부품으로 베어링이나 발전기 등의 부품에서 손실이 발생한다고 판단되어 우선 발전기를 교체하였다. 낮은 탈설계 영역 얻어지는 출력은 1 kW 수준인데 비하여 적용된 발전기는 30 kW급 출력용량이므로 발생하는 출력과 발전기의 정격출력과의 차이가 크다. 이로 인하여 발전기에서 손실 문제가 발생된다고 판단된다. 비록 낮은 탈설계 영역에서 낮은 출력의 결과가 얻어졌지만, 그 원인이 발전기 자체의 문제라기 보다는 발전기가 정격출력에 비하여 상당히 낮은 출력 영역에서 운전되어 발전기에서의 손실이 크게 발생된 것으로 보여진다. 출력에 비하여 용량이 큰 발전기의 경우에는 출력에 적합하게 설계된 발전기에 비하여 상대적으로 로터 직경도 크고, 이로 인하여 관성모멘트가 커져서 회전손실이 증가하게 된다. 또한 회전자에 스큐(skew)를 주어서 코깅(cogging) 토크를 낮춘다고 하여도 상대적으로 높은 초기 코깅 토크에서 작동하게 된다. 따라서 낮은 입력에서 작동하여야 하는 경우에 이러한 요인들은 초기회전력에 상당한 손실을 초래한다. 따라서 실험에 적합한 발전기로 정격 출력용량이 5 kW인 발전기로 변경하였다. Fig. 6은 새롭게 제작된 발전기의 형상을 보여주고 있다.

새롭게 제작된 발전기는 소형화 되어서 발전기와 터빈을 일체형으로 할 수가 없으므로, 이를 위하여 베어링하우징을 사용하고 축과 축은 플렉스블 커플링을 사용하여 연결하였다. Fig. 7은 두 번째 모델의 팽창기 구성품을 구성하기 위한 조립품 단면을 보여주고 있다. 베어링하우징은 새롭게 제작된 발전기와 터빈의 연결을 위한 장치이기는 하지만 이로 인





Fig. 9 Loadbank optimized for 30kW output power

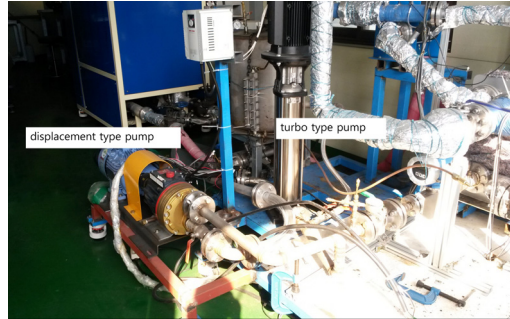


Fig. 11 Two pumps installed in a ORC system



Fig. 10 Loadbank optimized for 5kW output power

하여 유지보수가 상당히 수월하여졌다. 일제형의 경우에는 발전기에 설치된 고속 앵귤러컨택트볼베어링의 2쌍에서 추력을 흡수하였지만, 개선된 방식에서는 베어링하우징의 축양측면에 앵귤러컨택트볼베어링을 장착하였다. 아울러 이들이 조립 시 발생할 수 있는 축방향의 과도한 조임이 발생하지 않도록 이들 사이에 빈원관(hollow column)을 장착하여 조립 시 발생할 수 있는 문제를 최소화하였다.

베어링 하우징의 사용에 따라서 터보팽창기의 부분에 작동유체의 실링이 추가로 필요하게 되었다. 이를 위하여 베어링 하우징에 실하우징을 제작하였는데, Fig. 8은 실하우징과 실들을 보여주고 있다. 실은 초기에 메카니컬실을 사용하였는데 메카니컬실의 경우에 맞는 표면에 스프링 장력으로 밀어주는 마찰력에 의한 손실이 발생되었다. ORC 시스템의 출력이 적은 경우에는 메카니컬 실에 의한 손실의 영향이 상당히 크게 작용하였다. 이러한 문제를 해결하기 위하여 Fig. 8에서 보여주는 립실로 변경하였다. 립실도 축에 립재료가 맞는 부분이 있었으나 메카니컬 실에 비하여 마찰손실은 상당히 감소되었다. 이러한 차이는 축경에 따라 달라지겠지만, 본 장치에서의 축경은 20 mm였는데, 립실로 변경하여 초기 회전토크를 측정하였을 때 약 50% 정도의 감소가 이루어졌다.

실험에서 발전기에서 생산되는 전력은 부하기(로드뱅크)를 사용하여 소멸하였는데, 부하기는 가변저항을 사용하여 발전기의 부하를 조절할 수 있도록 제작하였다. 하지만 Fig.

9에서 보여주는 초기모델인 부하기의 경우는 30 kW 출력을 기준으로 제작하였으므로 적용할 저항의 크기가 제한된다. 가변저항을 만들기 위하여 저항 12개를 사용하여 부하를 조정하는데 30 kW의 출력을 기준으로 저항들을 설치하였다. 하지만 1 kW와 같은 상대적으로 낮은 출력이 얻어지는 경우에는 그것에 부합되는 최적의 출력이 얻어질 수 있도록 저항값을 조정하여야 하는데 충분한 미세 조정이 이루어지지 못하였다. 이러한 문제에 따라 5 kW의 출력에 맞도록 부하기를 제작하였으며, Fig. 10은 새롭게 제작된 부하기를 보여주고 있다. 이 경우에 1 kW 정도의 출력 영역에서도 여러 부하로 변동이 가능하였으므로 최적의 작동점에서 최적의 출력값이 얻어질 수 있도록 하였다.

펌프의 경우는 터보원심펌프를 초기에 사용하였다. 터보원심펌프의 경우 회전수를 가변으로 하게 되면 압력 변동이 발생되므로 이를 방지하고자 일정회전수에서 작동하도록 하고 공급라인에 바이패스밸브를 설치하여 공급되는 유량을 조정하였다. ORC 시스템의 출력이 일정한 경우에는 상당히 안정적으로 필요한 유량이 공급되는 장점이 있으나, 출력이 변동되면 바이패스밸브에서의 변동이 급격하게 발생하는 단점이 있었다. 이를 해결하고자 Fig. 11에서 보여주는 것과 같이 용적식 펌프를 추가로 사용하였다. 이 경우에 용적식이므로 약간의 맥동은 있었지만 공급유량라인에서 바이패스라인을 없애고 회전수를 변동하여 출력을 조정하게 되므로 작동점의 변동에 대하여 보다 안정적으로 질량유량의 조정이 가능하였다.

## 5. 결과 비교

본 실험에서 첫 번째 모델을 시험한 동일한 시험장치를 사용하여 두 번째 모델의 실험을 수행하였다. 따라서 실험장치의 변경으로 인한 장치에서의 열손실이 다르게 발생하는 문제는 없도록 하였다. 따라서 터보팽창기의 부품 개선에 따른 성능변화를 정확히 확인 할 수 있었다. 첫 번째 실험과 마찬가지로 탈설계 영역에서의 성능시험을 하였으며, 노즐은 3개까지만 사용하였다. 실험에서는 노즐 개수에 따라 질량유량

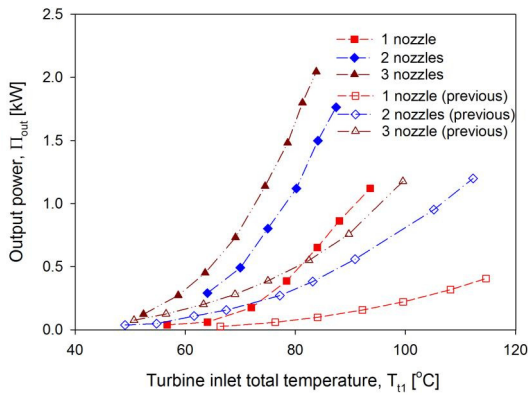


Fig. 12 Comparison of output powers versus turbine inlet total temperature

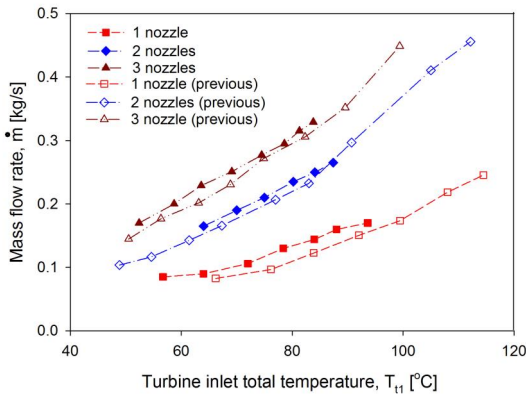


Fig. 13 Variation of mass flow rate for the various turbine inlet total temperature

이 변경되므로 이에 맞도록 공급 할 수 있는 열량에 따라 팽창기의 입구온도( $T_{t1}$ )를 변경하면서 성능시험을 수행하였다. 이를 위하여 우선적으로 노즐의 개수를 정하고, ORC 시스템이 안정되는 상태까지 충분히 가동한 후에 물성치를 측정하였다. ORC 시스템이 안정된 상태에서는 열원에서 공급하는 열에너지와 작동유체가 흡수하는 열에너지가 일치하는 경우이다. 따라서 이 상태가 정상상태이며, ORC 장치의 어느 부품의 조정도 없이 ORC 시스템 자체만이 운전되고 있는 상태가 된다.

시스템 효율은 식 (1)을 사용하여 평가 하였다. 이를 위하여 측정된 엔탈피 측정위치는 Fig. 4에 표기된 숫자와 일치한다. 엔탈피  $h_{t1}$ 와  $h_{t6a}$ 는 각각 팽창기의 입구와 재생기를 나와서 가열기를 들어가는 위치를 의미한다. 따라서 이 두 값의 차이는 열원에서 공급된 에너지를 나타내는 것이며, 엔탈피  $h_{t5}$ 와  $h_{t6}$ 는 펌프 전후의 에너지를 나타내는 것이므로 이것으로부터 펌프에서 소모한 에너지를 얻을 수 있다. 따라서 시스템 효율은 가열에너지를 기준으로 작동유체를 가압하는 펌프에서 소모된 에너지와 발전기에서 얻어지는 출력으로 얻어진다. 따라서 발전기의 출력에는 터보 팽창기에서

의 손실뿐만 아니라 발전기에서의 손실도 포함되어 있으므로 이러한 손실들을 줄여 주면 발전기의 출력은 상승할 것이고 시스템 효율도 증가할 것이다.

$$\eta_{sys} = \frac{\dot{\Pi}_{out} - \dot{m}(h_{t6} - h_{t5})}{\dot{m}(h_{t1} - h_{t6a})} \quad (1)$$

ORC 사이클에 적용될 수 있는 가용한 열원의 상태는 다양하다. 즉 높은 온도를 가지지만 가용한 열량은 작을 수 있으며, 낮은 온도를 나타내지만 많은 열량을 가질 수도 있다. 따라서 가용한 열원의 상태에 따라 적은 노즐 개수를 사용하면서 높은 입구온도를 유지하는 방법이 있을 수 있고, 반면에 노즐개수를 많이 사용하면서 낮은 온도에서의 운전하는 방법이 있을 수 있다. 이러한 점을 고려하여 실험에서 노즐의 개수와 온도를 변경하는 실험을 수행하였다. 이러한 실험에서 ORC 시스템은 안정화 되었어도 공급되는 질량유량과 열원의 용량에 따라 터보팽창기 입구의 상태는 습증기, 포화증기, 과열증기 상태로 작동할 수 있으므로 첫 번째 실험과 마찬가지로 팽창기 입구에서의 작동유체 상태는 포화증기 상태에 가깝도록 하여 데이터를 획득하였다.

Fig. 12는 팽창기 입구에서의 전온도( $T_{t1}$ ) 변화에 대하여 노즐의 개수를 변경하면서 측정된 발전기 출력( $\dot{\Pi}_{out}$ )의 결과를 보여주고 있다. 두번째 모델을 사용하여 측정된 출력이 전온도의 증가에 대하여 높은 증가율을 보여주고 있다. 이러한 것은 터보팽창기와 관련한 손실들이 줄어들어서 나타난 현상으로 보여진다. 단순히 출력이 증가한 것으로 성능이 향상되었다고는 할 수 없지만, 다음에 보여줄 질량유량의 결과에서, 노즐의 개수에 따라 질량유량이 비슷한 수준을 나타내었으므로, 비출력의 비교결과로부터 두 번째 모델에서 성능이 향상되었다고 할 수 있다. 이러한 것은 동일한 팽창기에서 출력에 적합한 발전기를 사용하므로 초기토크를 감소하였고, 실이나 베어링에서의 구조개선을 통하여 손실을 감소한 영향으로 보여진다.

출력선도에서 팽창기 입구에서의 전온도가 증가함에 따라 출력의 증가율이 증가됨을 보여주고 있다. 또한 노즐개수를 증가시켜 질량유량을 증대하는 경우에도 출력의 증가율은 더욱 더 증가하는 특징을 보여주었다. 또한 팽창기에서 온도차가 20°C 처럼 낮은 경우라도 출력을 얻을 수 있음을 보여주고 있다. 이러한 결과는 해양온도차 발전과 같이 낮은 온도차를 가지고 있지만 열량이 풍부한 경우라면 상당한 출력을 얻을 수 있게 된다. 즉, 노즐의 개수를 증대하게 되면 부분분사량이 증대하면서 팽창기의 효율도 증대하게 되어 큰 출력을 얻을 수 있음을 보여주고 있다. 본 실험에서는 노즐 하나를 사용하는 경우에 부분분사율은 5.4%로 아주 낮다.

Fig. 13은 팽창기 입구 전온도의 변화에 따른 질량유량의 변화를 보여주고 있다. 두 실험의 결과에서 질량유량의 변화

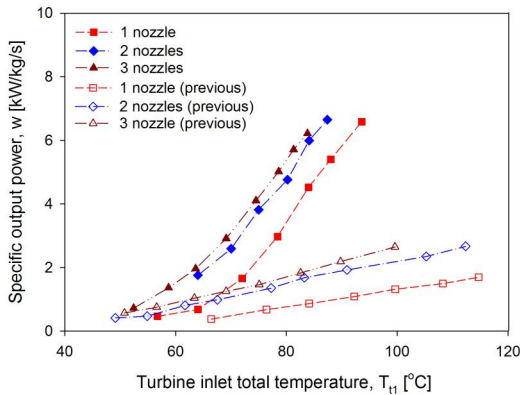


Fig. 14 Specific output power with various input conditions

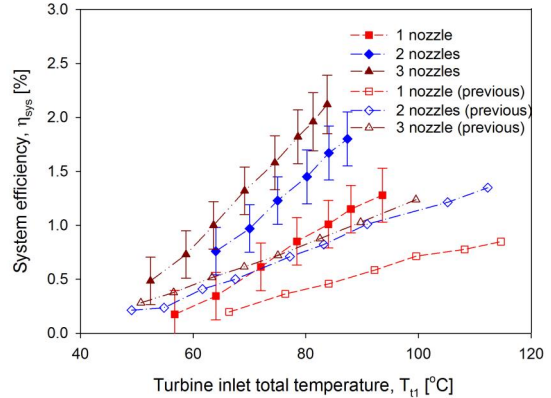


Fig. 16 Comparison of system efficiency with uncertainty band

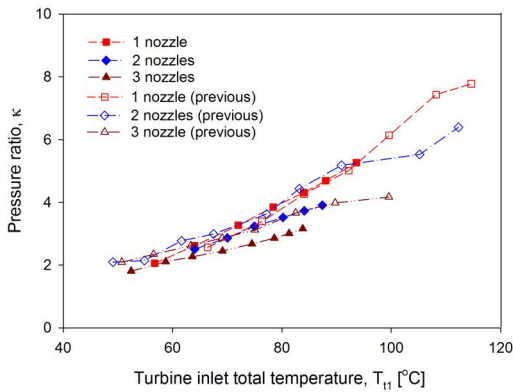


Fig. 15 Comparison of pressure ratio

는 상당히 비슷한 결과를 보이고 있다. 이러한 것은 초음속 노즐이 사용되었으므로 당연한 결과라고 할 수 있다. 하지만, 두 실험의 결과에서 미세한 차이가 발생한 원인은 작동 유체의 가열도에 따라서 밀도 차이가 발생되기 때문이다. 초음속 노즐에서 쇼크가 발생되었으므로 유속은 같지만 밀도가 변화하면 질량유량은 변화하게 된다. 실험의 결과에서도 전온도의 증가에 따라 질량유량이 증가하는 것으로 나타났다. 이는 전온도의 증가가 압력의 증가를 나타내므로 작동 유체의 밀도가 상승하였기 때문이다.

Fig. 14는 여러 운전점에서 얻어진 질량유량과 출력을 바탕으로 비출력의 비교결과를 보여주고 있다. 두 번째 모델에서 얻어진 비출력이 증대한 결과를 보이므로 상당히 향상된 결과를 얻게 되었음을 알 수 있다. 하지만 두 실험의 경우 동일하게 적용된 노즐의 개수를 증대하였을 때 비출력의 증가 폭은 완화되고 있음을 알 수 있다. 이러한 이유는 질량유량은 노즐의 개수에 따라 비례적으로 증가하게 된다. 하지만 출력의 경우는 비례적으로 증가하지 않기 때문이다. 출력은 팽창기의 효율이 동일하다면 질량유량의 증가에 따라 비례적으로 증가한다. 하지만 팽창기의 효율이 변하게 되면 질량유량의 증가에 비례하지 않게 된다. 따라서 노즐개수의 증가에 따라 팽창기의 효율 증가율과 같은 변화를 갖게 되는데

노즐개수가 적은 경우에 팽창기의 효율 증가율이 크므로 실험결과와 같이 두 경우 모두 비출력은 노즐개수가 적을 때 증가율이 크게 나타났다.

Fig. 15는 팽창기 입구와 출구에서의 전압력비를 나타내는 팽창비( $\kappa = P_{t1}/P_{t3}$ )를 보여주고 있다. 두 실험결과 팽창비는 상당히 비슷한 결과를 보이고 있다. 팽창비는 팽창기 출구에서의 압력에 따라 달라진다. 이 압력은 온도와 직접적인 관련이 있다. 따라서 작동유체를 냉각하는 온도에 따라 변동이 있을 수 있다. 본 실험에서는 냉각기를 냉동기를 사용하여 온도를 제어하였으므로 동일한 온도로 설정되었다. 이러한 이유로 팽창비는 첫 번째 모델의 실험 결과와 비슷한 결과를 얻게 되었다. 하지만 두 번째 모델에서 다소 낮은 팽창비가 얻어진 이유는 작동유체의 가열도가 포화증기에 보다 가까운 상태에서 실험이 이루어진 것으로 보여진다.

$$\frac{U_{\eta_{sys}}}{\eta_{sys}} = \pm \left[ \sum_{i=1}^6 \left( \frac{x_i}{\eta_{sys}} \frac{\partial \eta_{sys}}{\partial x_i} \right)^2 \left( \frac{U_{x_i}}{x_i} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2)$$

시스템 효율의 비교를 Fig. 16에서 보여주고 있다. 앞서 비출력의 결과에서 보여주었듯이 두 번째 모델의 결과가 향상되었음을 알 수 있었다. 따라서 시스템의 효율도 향상된 결과를 보여주고 있다. 두 번째 모델에서도 시스템 효율은 낮은 값을 보이지만, 이러한 이유는 팽창기가 낮은 부분분사에서 작동되고 있는 것과 낮은 입구 전온도의 영향이다. 동일한 시스템으로 노즐의 개수를 증가하여 부분분사율을 증가하거나 높은 열원을 사용하게 되면 10% 이상의 시스템 효율이 얻어질 수 있음을 알 수 있다. 아울러 노즐의 개수에 따른 비출력의 경우와 마찬가지로 시스템 효율의 경우도 노즐의 증가에 따라 효율 증가율은 다소 완화되는 특징을 보이고 있다.

시스템 효율의 불확도 해석(27,28)은 시스템 효율( $\eta_{sys}$ )과 관련 측정변수( $x_i$ )로 출력, 질량유량, 각 측정 위치에서의 4개 엔탈피( $h_{t1}, h_{t6a}, h_{t6}, h_{t5}$ )를 사용하여 수행하였다. 각각의 측정변수에 대한 불확도( $U_{x_i}$ )와 시스템 효율의 식 (1)을 사용

하여 식 (2)의 관계로부터 불확도( $U_{\eta_{sp}}$ )를 계산하였다. 불확도의 폭은 Fig. 16에 나타내었다.

## 6. 결 론

본 연구는 기존의 터보팽창기 관련 부품을 개선하였을 때 성능이 어떻게 향상되는지 평가하기 위하여 동일한 시험장치를 사용하여 수행되었다. 이를 위하여 열원의 열에너지 양에 적합한 발전기를 적용하였으며, 이에 따라 실 및 베어링의 구조를 개선하고, 최적의 출력을 얻기 위하여 부하기를 개선하였다. 이에 따라 비출력 및 시스템 효율의 향상의 결과가 얻어졌다. 노즐 세 개를 사용하고 터보 팽창기 입구 전 온도를 80°C로 하였을 경우에 시스템 효율은 0.82%에서 1.85%로 증대하는 결과를 얻었다. 따라서 시스템 효율 향상을 위하여서는 장치에서의 열손실을 줄여야 하겠지만 가용한 열원에 적합한 시스템의 구축과 적용되는 부품의 손실을 최소화하는 것이 상당한 영향을 미치는 것으로 확인되었다.

## 후 기

본 연구는 산업통상자원부, 한국산업기술진흥원, 호남지역사업평가원의 광역경제권 선도산업 육성사업으로 수행된 연구결과입니다.

## References

- (1) Hettiarachchi, H. M., 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, No. 9, pp. 1698~1706.
- (2) Qiu, G., Shao, Y., Li, J., Liu, H., and Riffat, S. B., 2012, "Experimental Investigation of a Biomass-Fired ORC-Based Micro-CHP for Domestic Applications," *Fuel*, Vol. 96, pp. 374~382.
- (3) Navarro-Esbrí, J., Peris, B., Collado, R., and Molés, F., 2013, "Micro-Generation and Micro Combined Heat and Power Generation Using 'Free' Low Temperature Heat Sources Through Organic Rankine Cycles," *ICREPO'13*, Bilbao, Spain.
- (4) Twomey, B., Jacobs, P. A., and Gurgenci, H., 2013, "Dynamic Performance Estimation of Small-Scale Solar Cogeneration with an Organic Rankine Cycle Using a Scroll Expander," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 51, No. 1, pp. 1307~1316.
- (5) Maizza, V. and Maizza, A., 1996, "Working Fluids in Non-Steady Flows for Waste Energy Recovery Systems," *Applied Thermal Engineering* Vol. 16, No. 7, pp. 579~590.
- (6) Hung, T. C., Shai, T. Y., and Wang, S. K., 1997, "A Review of Organic Rankine Cycles for the Recovery of Low-Grade Waste Heat," *Energy*, Vol. 22, No. 7 pp. 661~667.
- (7) Liu, B. T., Chie, K. H., and Wang, C. C., 2004, "Effect of Working Fluids on Organic Rankine Cycle for Waste Heat Recovery," *Energy*, Vol. 29, No. 8, pp. 1207~1217.
- (8) 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, No. 11, pp. 2468~2476.
- (9) 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," Vol. 35, No. 3, pp. 1403~1411.
- (10) 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, No. 9, pp. 3059~3067.
- (11) Vélez, F., Segovia, J. J., Martín, M. C., Antolín, G., Chejne, F., and Quijano, A., 2012, "A Technical, Economical and Market Review of Organic Rankine Cycles for the Conversion of Low-Grade Heat for Power Generation," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 16, No. 6, pp. 4175~4189.
- (12) Bao, J. and Zhao, L., 2013, "A Review of Working Fluid and Expander Selections for Organic Rankine Cycle," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 24, pp. 325~342.
- (13) Yang, B., Peng, X., He, Z., Guo, B., and Xing, Z., 2009, "Experimental Investigation on the Internal Working Process of a CO<sub>2</sub> Rotary Vane Expander." *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, No. 11, pp. 2289~2296.
- (14) Quoilin, S., Lemort, V., and Lebrun, J., 2010, "Experimental Study and Modeling of an Organic Rankine Cycle Using Scroll Expander," *Applied Energy*, Vol. 87, No. 4, pp. 1260~1268.
- (15) Wang, W., Wu, Y. T., Ma, C. F., Liu, L. D., and Yu, J., 2011, "Preliminary Experimental Study of Single Screw Expander Prototype," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, No. 17, pp. 3684~3688.
- (16) Zhang B., Peng, X., He, Z., Xing, Z., and Shu, P., 2007, "Development of a Double Acting Free Piston Expander for Power Recovery in Transcritical CO<sub>2</sub> Cycle," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, No. 8, pp. 1629~1636.
- (17) Qiu, G., Liu, H., and Riffat, S., 2011, "Expanders for Micro-CHP Systems with Organic Rankine Cycle,"



- Applied Thermal Engineering, Vol. 31, No. 16, pp. 3301~3307.
- (18) Yamamoto, T., Furuhashi, T., Arai, N., and Mori, K., 2001, "Design and Testing of the Organic Rankine Cycle," Energy, Vol. 26, No. 3, pp. 239~251.
- (19) Cho, S. Y. and Cho, C. H., 2015, "An Experimental Study on the Organic Rankine Cycle to Utilize Fluctuating Thermal Energy," The KSFM Journal of Fluid Machinery, Vol. 18, No. 4, pp. 13~21.
- (20) Cho, S. Y. and Cho, C. H., 2015, "Effect on the Cycle by the Properties of Working Fluids Using Organic Rankine Cycle," The KSFM Journal of Fluid Machinery, Vol. 18, No. 4, pp. 5~12.
- (21) Cho, S. Y. and Cho, C. H., 2014, "A Study on the Organic Rankine Cycle for the Fluctuating Heat Source," The KSFM Journal of Fluid Machinery, Vol. 17, No. 1, pp. 12~21.
- (22) Cho, S. Y. and Cho, C. H., 2014, "A Study of Supersonic Nozzle Design for Partial Admitted Turbine Used on Organic Rankine Cycle," The KSFM Journal of Fluid Machinery, Vol. 17, No. 6, pp. 5~12.
- (23) NIST, 2010, "Reference Fluid Thermodynamics and Transport Properties," Refprop version9.0.
- (24) Zucrow, M. J. and Hoffman, J. D., 1976, Gas Dynamics, Vol. 1,2 John Wiley & Sons Inc.
- (25) Hodge, B. K. and Koenig, K., 1995. "Compressible Fluid Dynamics," Prentice hall
- (26) Granville, P. S., 1959, "The Determination of the Local Skin Friction and the Thickness of Turbulent Boundary Layers from the Velocity Similarity Laws," David W. Taylor Model Basin Rept., 1340.
- (27) Cho S. Y. and Park C. A., 2004, "A Study on the Propagation of Measurement Uncertainties into the Result on a Turbine Performance Test," KSME International Journal. Vol. 18, No. 4, pp. 689~698.
- (28) Coleman, H. W. and Steels, W. G., 1999, "Experimentation and Uncertainty Analysis for Engineers," John Wiley & sons, INC. "Engineering application.