

저온 폐열을 이용하기 위한 유기랭킨 사이클의 작동유체 선정에 관한 연구

조수용*, 조종현

Selection of Working fluid for the Organic Rankine Cycle to Utilize Low-Temperature Waste Heat

Soo-Yong Cho* and Chong-Hyun Cho

Abstract

Low-grade heats are wasted even though an amount of their energy is huge. In the small and medium industrial complex sites, large amount of low-grade thermal energy generated during the manufacturing process is wasted if it is not used directly for building heating or air-conditioning. In order to utilize this waste thermal energy more efficiently, organic Rankine cycle (ORC) was adopted. The range of operating temperature of ORC was set to 60°C from 30°C applicable low-temperature waste heat. A study was conducted to select an appropriate organic working fluid based on these operating conditions. More than 60 working fluids were screened. Eleven working fluids were selected based on the requirements as working fluid for ORC such as environmentally friendly, safety, and good operation on the expander. Finally, six working fluids were selected by considering the operating temperature ranges. Then, a cycle analysis was conducted with these six working fluids. As a results, R-245fa and R-134a appeared as appropriate working fluids for ORC operating at low-temperature condition based on the system efficiency and the turbine output power.

Key words

Organic Rankine Cycle(유기랭킨 사이클), Cycle Analysis(사이클 해석), Waste Heat Recovery(폐열활용), Organic Working Fluid(유기작동유체), Cycle Performance(사이클 성능)

(접수일 2014. 10. 24, 수정일 2014. 12. 15, 게재확정일 2014. 12. 15)

* 경상대학교 항공기부품기술연구센터, 항공공학과 (Dept. of Aerospace and System Engineering, Engineering College, Gyeongsang National University)

■ E-mail : sycho@gnu.ac.kr ■ Tel : (055)772-1586 ■ Fax : (055)772-1580

Nomenclature

a : speed of sound, m/s

c_p : constant pressure specific heat, kJ/kg K

h : specific enthalpy, kJ/kg

L : latent heat

η : efficiency, %

\dot{m} : mass flowrate, kg/s

Π : power, kW

P : pressure, Pa

\dot{Q} : volume flowrate, m^3/s
 s : specific entropy, $kJ/kg K$
 T : temperature, K

subscript

1 : inlet of expander
 2 : exit of expander
 3 : saturated liquid state
 4 : exit of pump
 a : actual process
 s : isentropic process
 sys: system
 t : total
 t-t : total to total

1. 서론

화석연료의 고갈에 따라 재생에너지의 중요성이 점차적으로 확대되고 있다. 따라서 다양한 분야에서 화석연료를 사용하지 않으면서도 에너지를 얻기 위한 연구들을 활발히 수행하고 있다. 본 연구에서는 재생에너지, 특히 저온 열원을 통해 전기를 얻기 위한 유기랭킨사이클(Organic Rankine Cycle: ORC)에 대한 연구로서, 특히 사이클에 적용하기 위한 작동유체의 선정에 대한 연구를 수행하였다.

Fig. 1에서 ORC의 개략도를 보여주고 있다. ORC는 폐열, 태양열, 지열 등의 다양한 열에너지로부터 전기에너지를 얻

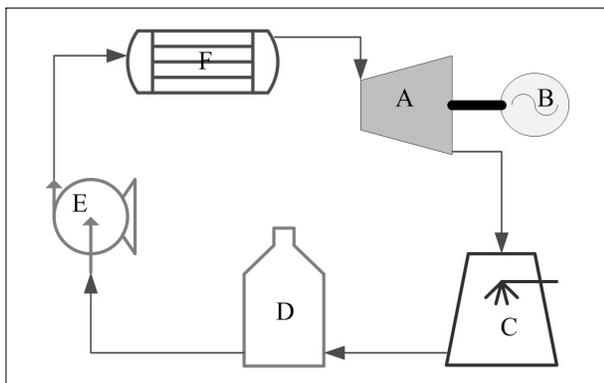


Fig. 1 Schematic diagram of organic Rankine cycle

기 위하여 적용되는데, 기본적으로 증기터빈을 작동하기 위한 랭킨사이클과 동일하나, 작동유체(working fluid)로 물이 아닌 유기물을 사용하는 것이다. 따라서 외부의 열에너지로부터 작동유체를 기화하는 증발기(F)가 사용되며, 이 작동유체는 터빈(A)을 가동하여 발전기(B)에서 전기에너지를 얻게 된다. 터빈에서 팽창된 작동유체는 응축기(C)에서 액화되어 탱크(D)로 들어가서 펌프(E)에 의하여 가압되어 다시 증발기로 들어가는 순환시스템으로 이루어진다.

작동유체를 물이 아닌 유기물을 사용하는 목적은 낮은 온도의 열원으로부터 에너지를 획득하기 위한 것으로, 물의 경우는 끓는점이 대기압 하에서 100°C 이지만 압력이 증가하게 되면 상당히 높아진다. 따라서 높은 온도를 갖는 열원이 있어야만 운전이 가능하다. 하지만 작동유체를 물이 아닌 유기물을 사용하게 되면 물질에 따라서 높은 압력에서도 기화하는 온도가 100°C 이하의 낮은 온도를 갖게 된다. 이러한 장점으로 인하여 산업체에서 발생하는 낮은 온도를 갖는 폐열로부터 전기를 얻을 수 있다.

랭킨사이클의 작동유체로 적용할 수 있는 유기물은 매우 많이 있으며, 앞으로도 계속 합성물질이 개발되어지면서 새로운 작동유체가 사용되어질 것이다. 또한 무기물까지도 사용가능하다. 하지만 각각의 물질적 특성이 다르므로 어느 것을 작동유체로 사용할 것 인가 하는 것은 상당히 복잡한 문제이다. 그러므로 많은 연구가 있었음에도 불구하고 연구자에 의하여 추천되어지는 작동유체가 서로 다르다.

Tchache et al.⁽¹⁾은 태양열에서 2kW의 출력을 얻는 것을 기준으로 20종의 냉매를 고려하여 90°C 이하의 열원에 대하여 R134a, R152a, R600 등이 높은 적용성을 갖는다고 하였다. 반면에 열원의 온도가 높아, 사이클에서의 고온부 온도가 280°C와 350°C의 고온을 갖는 경우에 사이클 효율을 고려하여 cyclopentane가 효과적이라고 Lai et al.⁽²⁾은 언급하였다. Fernandez et al.⁽³⁾은 재생사이클을 사용하는 랭킨사이클에서 열원의 온도 변화가 큰 경우에 siloxanes을 추천하였다. 지열을 활용하기 위한 ORC 사이클에서 Aljundi⁽⁴⁾는 n-hexane이 높은 효율을 갖는 것으로 추천하였다.

Borsukiewicz-Gozdur et al.⁽⁵⁾은 지열을 활용하기 위한 ORC의 연구로 80-115°C의 열원에서 R-227ea와 propylene이 높은 출력을 나타내었으며, R-245fa와 propylene은 높은 효율을 얻었다. 반면에 폐열이나 저온열원으로부터 ORC를 작동하여 에너지의 회수를 위한 연구로 Dai et al.⁽⁶⁾은 10종의

작동유체에 대하여 사이클 해석을 수행하여 터빈입구에서의 작동유체의 온도를 80–135℃를 유지하는 경우에 R-236ea를 작동유체로 추천하였다. Hung et al.⁽⁷⁾은 폐열회수를 위한 랭킨사이클의 작동유체로 R134a와 같은 등엔트로피 작동유체가 낮은 온도를 갖는 열원의 열회수에 가장 좋다고 하였다. Roy et al.⁽⁸⁾은 폐열의 가스온도가 140℃인 랭킨 사이클에서 사이클의 분석과 최적화를 통하여 시스템의 효율에는 R-123의 작동유체가 유리하다고 하였다.

앞서 연구되어진 많은 연구 중에서 제한적인 지면으로 인하여 일부 연구자들이 추천한 작동유체들을 보여주었지만 각각 다른 작동유체를 추천하였다. 이러한 이유가 ORC에 적용하고자 하는 열원의 종류로부터 가용한 열원의 온도가 다를 뿐만 아니라 열원의 양도 다를 수 있다. 아울러 선정된 작동유체의 임계압력과 임계온도의 변화 외에도 물리적 특징에 따라서 사이클 효율도 다를 수 있다. 그러므로 작동유체의 물질적 특징과 적용하는 열원의 종류에 따른 특성과 일치하는 작동유체를 찾는 것이 중요하다. 본 연구에서는 현재 산업체에서 배출되는 폐열 중에서 아주 낮은 폐열을 활용하기 위하여 팽창기 입구의 온도가 60℃ 이하에서 작동하는 경우에 이에 맞는 적절한 작동유체가 어떤 것인지를 찾기 위한 연구를 수행하였다.

2. 고려된 작동유체

낮은 온도의 폐열을 활용하기 위한 ORC에서, 적용 가능한 작동유체를 선정하기 위하여 우선적으로 기존의 연구자들에 의하여 선정되어 검토되었던 작동유체(W.F) 66종 중에서 다수에 의하여 공통적으로 검토되었던 39종을 기준으로 Table 1에 정리하여 놓았다. 아울러 오존층파괴지수(ODP: Ozone layer Depletion Potential), 지구온난화지수(GWP: Global Warming Potential), 대기잔재수명(A.L: Atmospheric Life)과 ASHREA의 규정⁽⁹⁾에 따른 안정성(SF: Safety Factor)을 같이 나타내었다. 또한 작동유체의 포화증기선도가 $ds/dT \approx 0$, $ds/dT < 0$, $ds/dT > 0$ 이냐에 따라서 isentropic, wet, dry 작동유체로 분류하는데, 이것도 추가하여 놓았다(CF: Classify Factor).

많은 종류의 작동유체에서 적절한 작동유체를 선정하기 위

Table 1. Candidates of working fluids for ORC operating with low-temperature heat source

W,F	ODP	GWP	A,L	S,F	CF	REFERENCES
R-11	1	4600	45	A1	i	7,24,28
R-12	1	10890	100	A1	i	7,8,17,24
R-21	0,01	210	2	B1	i	11,27
R-22	0,034	1700	11,9	A1	w	11,27
R-23	0	12000	260	A1	w	11,27
R-32	0	675	5	A2	w	1,11,22,23,27
R-41	0	97	2,6	n,a	w	11,22,23
R-113	1	6130	85	A1	d	1,4,7,18,20,24
R-114	1	10040	300	A1	d	1,24
R-116	0	11900	10000	A1	w	11
R-123	0,012	77	1,4	B1	i	1,4,8,10,11,12,14,15,17,18,20,21,22,24,27,28
R-124	0,026	620	6,1	A1	i	11,17,21,22,27
R-125	0	3400	29	A1	w	11,21,22,23,27
R-134a	0	1300	13,8	A1	i	1,7,8,10,11,14,15,17,20,21,22,23,25,26
R-141b	0,086	725	9,3	n,a	i	1,10,11,17,27
R-142b	0,043	2400	19	A2	i	10,11,17,21,22,27
R-143a	0	4300	52	A2	w	11,21,23,24,27
R-152a	0	124	1,4	A2	w	1,10,11,16,17,21,22,23,24,26,27
R-218	0	8600	2600	A1	i	11,22,23
R-227ea	0	3500	33	A1	i	4,10,11,17,21,22,23,25,26
R-236ea	0	1200	8	n,a	i	4,10,11,17,21,23
R-236fa	0	9810	240	A1	i	17,21,22,23
R-245ca	0	693	6,2	n,a	i	10,11,20,21,22,23,26
R-245fa	0	950	4,7	B1	i	4,10,11,13,14,15,16,17,18,20,21,22,23,25,26
HC-270	0	n,a	n,a	n,a	w	11,23,27
R-290 (propane)	0	<1	0,041	A3	w	1,11,23,25,27
RC318	0	10000	3200	A1	d	1,4,11,17,23
R-407C	0	1800		A1	w	1,21,27
R-500	0,738	8100		A1	w	1,24
R-501	0,231	3900		A1		21,22,23
R-600 (butane)	0	<1	0,018	A3	d	1,4,10,11,17,21,23,26
R-600a (isobutane)	0	<1	0,019	A3	d	1,4,10,11,12,17,18,20,21,22,26,27
R-601 (pentene)	0	11	0,01	n,a	d	1,10,11,14,15,23,25,26,28
R-601a (isopentene)	0	n,a	n,a	n,a		23,26,28
R-717 (ammonia)	0	<1	0,01	B2	w	1,7,11,21,26
R-1270 (propene)	0	<1	n,a	A3	w	11,20,23,26
Benzen	0	n,a	n,a	n,a	i	7,11,24,28
Toluen	0	n,a	n,a	n,a	i	11,15,19,27,28
R-1234ze	0	n,a	n,a	n,a	i	15,16

하여서는 우선적으로 작동유체가 기본적으로 갖추어야 할 조건^(29,30)을 고려하여야 한다. 따라서 작동유체는 친환경적이고, 사용하기에 안전하고, 구하기 쉬우며 비용이 적게 들고, 효율이 높은 작동유체로 선정하여야 한다.

친환경적인 부분은 지구온난화와 관련하여 민감한 문제이므로 이를 평가하기 위하여서는 오존층파괴지수와 지구온난화지수를 파악하여야 하며, 아울러 대기잔재수명을 확인한다. 하지만 Table 1에서 보여주는 것과 같이 대부분의 작동유체는 냉매로 사용되고 있는 것임을 알 수 있다. 냉매의 경우 화학적 구조에 따라서 CFC(chlorofluorocarbons), HCFC(hydrochlorofluorocarbons), HFC(hydrofluorocarbons), HC(hydrocarbons)와 혼합물이 있다. CFC 계열의 냉매에는 R11, R12, R113, R114, R115 등이 있으며, 염소원자가 포함되어 있어서 오존층을 파괴하므로 1987년 9월에 제정된 몬트리올 의정서에 의거하여 사용을 규제하였다가 1990년 6월 런던회의와 1992년 11월 코펜하겐회의에서 규제계획을 더욱 더 강화하여 현재는 전폐하게 되었다. 염소원자의 단점을 개선하기 위하여 수소원자를 추가한 HCFC 계열인 R22, R123, R124, R131 등은 CFC 계열에 비하여 오존층파괴지수는 상당히 낮으나 여전히 오존층을 파괴하므로 1995년에 열린 제7차 비엔나회의에서는 중간대체물질인 HCFC에 대해서도 선진국 전폐일정을 2030년으로 앞당기고, 개발도상국에 대해서는 2015년의 HCFC 소비량 기준으로 2016년부터 생산량을 동결하고 2040년에 전폐토록 결정하였다. 하지만 많은 연구자들이 R-123의 경우는 오존층 파괴에 미치는 영향은 무시할 만한 수준이고 대기잔재수명이 짧아 환경적 측면에서의 장점이 오존에 미치는 영향을 훨씬 능가하므로 R-123 전폐를 다시 고려해야 한다고 한다는 주장이 많이 제기되고 있음을 고려하여 적용 가능한 작동유체로 남겨두었다.

냉매에서 염소원자를 완전히 없앤 HFC 계열의 냉매는 오존층을 파괴하지 않는 관계로 CFC와 HCFC 계열의 냉매를 대체하고 있다. 이러한 냉매로는 R134a, R245fa, R152a, R227ea, R32 등이 있다. 여기서 R32와 R152a는 가연성이 있으므로 제외하였다. 비록 HFC 냉매는 오존층파괴지수가 0에 가깝기 때문에 몬트리올 의정서에 따라 제약을 받지 않는다고 하여도 지구온난화지수가 높은 것은 교토의정서의 규제를 받을 가능성이 있으므로 지구온난화지수가 10,000 이상인 작동유체는 제외하였다.

수소와 탄소만으로 구성된 탄화수소계 HC 냉매로는 부탄

(R-600), 이소부탄(R-600a), 프로판(R-290), 프로필렌(R-1270) 등이 있으며 이들 냉매의 장점은 오존층파괴지수가 없으며 지구온난화지수도 매우 낮으며 비체적(specific volume)이 다른 냉매보다 크기 때문에 냉매 주입량이 감소하지만 가연성이 있어 사용 중 발화나 폭발에 유의하여야 하므로 안정성을 고려하여 작동유체의 대상에서 제외하였다.

안정성의 평가는 사용하기에 유해하지 않은지와 가연성을 확인하여야 한다. ASHREA의 규정에 따라 유해성(A:무해, B:유해) 두 분류로 하였으며, 가연성은(1:안전 2:중간, 3:가연) 세 분류로 구분하여 놓았다. 본 연구에서는 A2 이하의 안정성을 갖는 작동유체는 ORC 장치로 부터 누출에 의한 폭발 가능성을 고려하여 고려대상에서 제외하였다. 또한 작동유체가 다른 재질들과 화학적인 반응을 하지 않고, 온도의 변화에 따라 작동유체가 화학적으로 안정한지도 평가하여야 한다. 아울러 아주 고압에서 사이클이 형성되어지는지도 확인하여 시스템의 안정성도 확인하여야 한다. 이러한 경우가 이산화탄소와 같은 자연냉매의 경우에 운전 시 아주 높은 압력을 필요로 하므로 고려대상에서 제외하였다.

작동유체의 분류에서 wet(w)으로 분류되는 작동유체는 팽창기에서 액적을 포함하게 되므로 팽창기의 성능을 떨어뜨리게 된다. 이를 피하기 위하여서는 팽창기입구에서 작동유체를 과열상태로 하여야만 팽창기 출구에서 증기상태를 유지할 수 있다. 이로 인하여 추가적인 열원의 투입이 발생되어 전체적으로 시스템의 효율이 떨어지는 것으로 알려져 있다. 따라서 많은 연구자의 결과들에서 작동유체가 등엔트로피(i)나 dry(d)한 작동유체로 분류되는 것을 추천하였다. 따라서 본 연구에서도 wet한 분류에 포함되는 작동유체는 고려대상에서 제외하였다.

친환경적인 측면과 안정성 등을 고려하여 Table 1에서 고려되었던 작동유체들로부터 본 연구의 작동유체로 고려될 수 있는 것은 R-123, R-134a, R-218, R-227ea, R-236ea, R-236fa, R-245ca, R-245fa, R-601, R-601a, R-1234ze 로써 총 11개의 작동유체를 선정하였다.

그 외에도 최근에 냉매들을 혼합하여 다른 물질적 특성을 얻은 혼합냉매가 있다. 이들은 상(phase)변화에서의 물질적 특징에 따라서 비공비혼합냉매(zeotropic compound)와 공비혼합냉매(azeotropic compound)로 나누어진다. 비공비혼합냉매는 2개 이상의 냉매가 혼합이 되어 각각 개별적인 성격을 띠며 등압의 증발 및 응축과정을 겪을 때 조성비가 변하

고 온도가 증가 또는 감소하는 온도 구배를 나타내는 냉매를 말한다.

비공비혼합냉매를 사용하면 등압에서 증발이 일어날 때 온도가 상승하고 반대로 등압 응축 과정에서는 온도가 감소한다. 즉 포화 액체에서는 포화기체 상태로 변할 때 냉매의 온도상승효과(온도구배)가 발생한다. 이와 같은 현상을 이용하면 열교환기의 열효율을 개선할 수가 있다. 하지만 비공비혼합냉매의 가장 큰 문제점은 2상 상태에서 냉매가 누설이 되는 경우 시스템에 남아 있는 혼합냉매의 조성비가 변한다는 것이다, 냉매가 2상 상태에서 누설되었을 때 증기압이 높은 성분이 먼저 누설되므로 새로운 조성비를 갖는 냉매가 시스템에 존재하게 된다. 따라서 냉매의 누설이 생겨 재충전 하는 경우 시스템에 남아있는 냉매를 전량 회수한 후 새로이 냉매를 주입해야하는 단점이 생긴다. 비공비혼합냉매는 R4xx로 분류되고 주요 비공비혼합냉매에는 R404A, R407C, R410A 등이 있지만 모두 wet한 작동유체이므로 고려대상에 포함하지 않았다.

공비혼합냉매는 서로 다른 두 개의 순수물질을 혼합하였는데도 등압의 증발 또는 응축 과정 중에 기체와 액체의 성분비가 변하지 않으며 온도가 변하지 않는 혼합 냉매이다. 즉 공비혼합냉매는 혼합냉매임에도 불구하고 순수냉매와 유사한 특성을 지니고 있다. 공비혼합냉매의 증발 또는 응축온도는 이 냉매를 구성하는 두개의 순수 냉매보다 낮은 경우가 대부분이고 공비혼합냉매는 R5xx로 분류되고 현재 사용하는 혼합 냉매는 R507A 등이 있으나 마찬가지로 wet한 작동유체이므로 이 또한 고려대상에 포함하지 않았다. 따라서 Table 2

Table 2. Physical properties of candidate working fluids

W.F	P _c [bar]	T _c [°C]	T _{bp} [°C]	M.W [g/mol]
R-123	36.68	183.68	27.85	152.93
R-134a	40.6	100.95	-26.55	102.03
R-218	26.8	71.9	-36.7	188.02
R-227ea	29.8	102.8	-15.6	170.029
R-236ea	34.2	139.29	6.19	152.04
R-236fa	32.0	124.9	-1.4	152.04
R-245ca	39.25	174.42	25.13	134.05
R-245fa	44.3	154.1	15.1	134.05
R-601	33.7	196.6	36.0	72.15
R-601a	33.9	187.8	27.8	72.15
R-1234ze	26.35	109.36	-18.97	114.04

는 11개 작동유체에 대한 물리적인 특성으로 임계압력(P_c), 임계온도(T_c), 표준상태에서의 끓는 온도(T_{bp})와 몰당 질량을 보여주고 있다. 대체적으로 비슷한 수준의 임계압력과 임계온도를 보여주고 있으나 R-218의 경우가 가장 낮은 임계온도를 보여주고 있다. ORC의 작동온도를 60°C 이하로 하는 경우에 사이클은 모두 아임계 상태에서 작동하게 될 것임을 알 수 있다.

3. 작동유체의 운전영역 분석

사용가능한 작동유체의 선택에서 우선적으로 환경적인 요인과 안정성 및 작동유체의 증기포화선도를 사용하였다. 그 외에도 물리적인 특성을 포함하여 고려하여야 할 사항으로 우선적으로 작동유체의 기체상태 밀도가 높은 것을 추천^(29, 31, 32) 하였다. 이러한 이유로는 대체적으로 대형의 출력을 얻는 경우를 고려하였을 때, 작동유체의 기체상태 밀도가 큰 경우가 팽창기를 통과하는 체적유량이 적어지므로 작동유체의 기체상태 밀도가 낮은 경우에 비하여 상대적으로 작은 팽창기를 사용할 수 있기 때문이다. 하지만 작은 출력을 얻는 경우에는 팽창기에서는 부분분사로 출력을 얻을 경우가 있으므로, 부분분사율의 증가를 위하여는 기체상태의 밀도가 낮아져서 팽창기를 통과하는 체적유량이 증가하는 것이 오히려 도움이 될 수 있다. 그 외에도 작동유체의 기체상태 밀도가 커지면 응축기의 크기도 작아질 수 있는 가능성이 있다.

작동유체의 밀도 외에 또 다른 물리적 특성으로 액체상태에서의 비열계수가 작은 것을 추천⁽²⁹⁾ 하였는데, 이는 ORC의 사이클에서 작동유체가 펌프에서 가압되어 포화액체 상태까지 온도가 증가하는 과정과 관련되어 있다. 만일 액체상태에서의 비열계수가 아주 낮다면 T-h(온도-엔탈피)선도에서 작동유체의 등압가열과정이 수직인 선에 가까워 질 수 있기 때문이다. 이러한 과정은 카르노사이클에서의 등엔트로피 가압 과정과 비슷하여진다. 따라서 낮은 열량으로도 팽창기의 작동온도까지 얻을 수 있기 때문에 사이클 효율이 증가하게 될 것이다. 그 외에도 작동유체의 점성이 낮은 것은 마찰손실을 줄이게 되고 열전달계수를 증가하게 될 것이기에 점성이 낮은 작동유체를 추천하였다. 또한 작동유체의 열전도율이 큰 것이 열교환의 크기를 줄이는데 유리하므로 응축기나 증발기

의 크기를 작게 할 수 있는 큰 열전도를 갖는 작동유체를 추천하였다.

작동유체가 증발기에서 상변화를 하는데 요구되는 잠열 (latent heat)에 관하여서는 앞서 수행되었던 연구결과에서도 다소 상반된 의견들이 있다. 잠열이 낮은 것이 사이클 효율에 유리하다라고 한 연구^(7,31)가 있는 반면에 오히려 잠열이 큰 것이 유리하다라고 한 연구^(1,11,29)도 있다. 따라서 절대적으로 어느 것이 더 좋다고 하는 것은 사이클 해석의 결과와 관련이 있어 보인다. 잠열과 팽창기에서 얻어지는 출력과의 관계를 찾기 위하여, 팽창기에서 작동유체의 팽창과정이 포화증기상태를 유지하면서 팽창된다는 가정 하에서 Clausius-Clapayron 관계식을 사용하여 팽창기에서의 출력은 잠열이 큰 경우에 출력이 증대⁽¹¹⁾ 할 수 있다는 것을 보여주었다. 만일 사용하는 열원을 무상으로 공급받을 수 있다면 팽창기의 출력이 핵심이 되므로 잠열이 큰 경우가 시스템의 운전에서 유리할 수 있다. 하지만 증발기로 공급되는 열원의 에너지를 사이클 효율에 포함한다면 잠열이 작은 작동유체가 입력을 작게 받을 수 있으므로 팽창기에서의 출력과 함께 고려하여 사이클 효율을 판단하여야 할 것이다.

이상과 같이 작동유체의 물리적인 특성으로 기체상태의 밀도, 액체상태의 비열계수, 점도, 열전도, 기화잠열에 대한 특성을 고려하였는데 단순히 물리적인 특성만으로 어느 작동유체를 고려대상에서 제외 할 것인지 결정하는 것은 쉽지 않다. 이러한 것은 모든 부분을 만족하는 작동유체가 없기 때문이며 한부분이 좋으면 다른 부분에서 단점이 존재하기 때문이다. 따라서 물리적인 특성에서 제시된 조건은 선택의 방향만을 제시할 뿐이며, 작동유체의 선정을 위한 명확한 부분은 사이클 예측을 수행하여 판단하여야 할 것이다. 하지만 사이클 예측을 수행하기 전에 작동유체의 물리적인 특성으로부터 운전영역을 분석하는 것은 적절한 작동유체의 선정에 도움이 될 것이다.

기본적으로 작동유체를 선정하고자 한다면 이미 ORC의 작동을 위한 운전범위는 정하여져 있을 것이다. 팽창기 입구에서의 압력과 온도, 응축기에서의 온도를 전제로 작동유체를 선정하고자 할 것이다. ORC는 작동유체에 따라서 초임계 사이클로도 구성할 수 있지만 팽창기를 지난 작동유체는 응축기에서는 액화하여야 하므로 아임계 상태에서 작동하게 된다. 따라서 작동유체의 포화선도를 확인하는 것이 ORC에서 선정한 온도범위에서 사이클이 원하는 압력 범위에서 작동할

수 있는지를 파악하게 된다. Fig. 2는 11개의 작동유체에 대한 포화선도이다. 작동유체명 옆에 있는 숫자는 각 선도와와의 구분을 위하여 기울기가 큰 순서대로 표시하여 놓았다. 따라서 기울기가 가장 작은 11번째의 작동유체가 R-218이다. 아울러 팽창기 입구에서의 작동유체의 온도 60°C와 응축기에서의 작동유체온도 30°C를 기준으로 온도 범위를 표시하여 놓았다. 따라서 작동유체의 온도 범위를 기준으로도 시스템에서 작동하게 될 작동유체의 압력범위를 파악할 수 있다. 또한 초임계 사이클로 구성하던지 아니면 아임계 사이클로 하여야 하는지를 알 수 있다. 만일 시스템에서 작동유체의 최대 압력을 20bar 이하로 하고자 하는 경우에 R-218은 고려대상에서 제외된다.

팽창기로는 여러 종류가 적용되지만 크게 분류하면 용적형과 터보형으로 구분될 수 있다. 스크롤팽창기와 같은 용적형의 팽창기를 ORC에 적용한 예^(13,14,33-35)는 많이 있으며 또한 터보형을 ORC에 적용한 경우^(31,26-38)도 많이 있다. 팽창기로 어느 형을 선택하는가 하는 것은 출력이나 작동조건을 고려하여 결정되어야 한다. 단지 본 연구에서는 작동유체와 관련하여 보면, 팽창기에서 얻을 수 있는 출력은 식 (1)과 같이 표현된다.

$$\Delta h = c_p T_{t1} \left[1 - \left(\frac{P_{t2}}{P_{t1}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad (1)$$

식 (1)에서 γ 는 비열계수비를 의미한다. 팽창기에서의 출

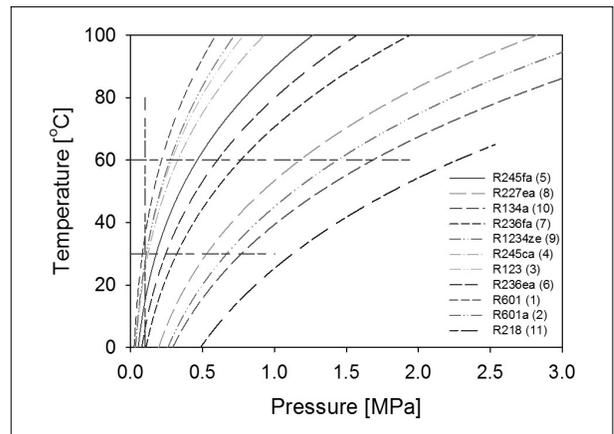


Fig. 2 Saturated curves of eleven working fluids for organic Rankine cycle

력은 입구온도가 증가하면 향상되지만 이미 운전조건은 정하여져 있으므로 온도는 출력에 대하여 더 이상 변수로 존재하지 않는다. 하지만 압력은 변화가 가능하다. 따라서 팽창비가 증가하게 되면 터빈에서의 출력은 증가된다. Fig. 2에서 팽창기 입구와 출구에서의 온도로 부터 압력을 알 수 있으므로 동일한 온도에서의 운전이라도 팽창비가 큰 작동유체가 시스템에서 더 큰 출력을 얻는데 유리함을 알 수 있다. 가장 큰 기율기를 가지는 R601의 작동유체에서는 입구에서의 작동유체의 온도 60°C와 응축기에서의 작동유체온도 30°C를 기준으로 팽창비가 2.62가 얻어지며 가장 낮은 기율기를 보이는 R134a의 경우는 2.18로 얻어졌다. 이러한 이유는 낮은 온도에서의 압력 증가폭이 높은 온도에서의 압력 증가폭보다 작았기에 팽창비는 낮은 압력에서 운전되는 작동유체에서 조금 크게 얻어졌기 때문이다. 고려대상의 작동유체에서 팽창비의 차이가 미미하지만, 팽창기에서 얻어지는 토크를 고려하면 입구와 출구에서의 압력차가 큰 것이 유리하다. 따라서 동일한 팽창비에서는 팽창기의 입구와 출구에서의 압력차가 큰 작동유체를 선정하는 것이 유리하다.

운전영역 분석의 또 다른 대상으로 응축압력을 대기압과 비교하는 것이다. 만일 선정한 응축온도에서 응축압력이 대기압보다 낮아지면 사이클 안으로 공기의 유입이 있을 수 있어 시스템의 운전상태가 바뀌게 되므로 시스템 관리에 문제가 발생할 수 있다. Fig. 2에서 수직한 점선은 대기압을 기준으로 표시한 것이다. 따라서 응축온도와 외부온도에 의하여 대기압이하로 내려갈 수 있는 R601, R601a, R123, R235ca를 고려대상에서 제외하면 최종적으로 6종의 작동유체가 고려대상이 된다.

4. 사이클 해석

작동유체를 선정하기 위하여 사이클 해석을 수행하는 경우에 출력의 크기에 따라 다양한 부분의 고려가 필요할 수 있다. 작은 출력을 얻는 경우에 팽창기인 터빈은 부분분사에서 작동하게 되어 부분분사율에 따른 터빈의 효율^(39, 40)을 고려하여야 한다. 아울러 터빈의 회전수 및 블레이드의 형상에 따른 입출구에서의 속도삼각형 등 출력과 관련된 많은 변수들이 고려되어야 한다. 본 연구에서는 출력을 20kW로 선정하

고 터빈은 전분사에 의하여 작동한다고 가정한다. 따라서 터빈에서의 전효율은 80%로 동일하다고 가정하여 사이클 해석을 수행한다. 물론 사이클 해석이 완료된 후 터빈을 설계하게 되므로 작동유체의 선정에 따라 터빈의 형상, 블레이드의 형상, 회전수 및 크기 등도 달라지게 된다.

터빈에서의 출력은 식 (1)과 같이 팽창비로 나타낼 수 있지만 Fig. 3에서 나타낸 T-s선도와 P-h선도에서 보여주는 것과 같이 엔탈피변화와 터빈효율(η_{t-t})에 의하여 식 (2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{W} = \dot{m} (h_{t1} - h_{t2s}) \eta_{t-t} \quad (2)$$

식 (2)에서의 터빈의 효율은 식 (3)에서와 같이 얻어질 수 있다. 하첨자 s와 a는 등엔트로피 팽창을 한 경우와 실제과정

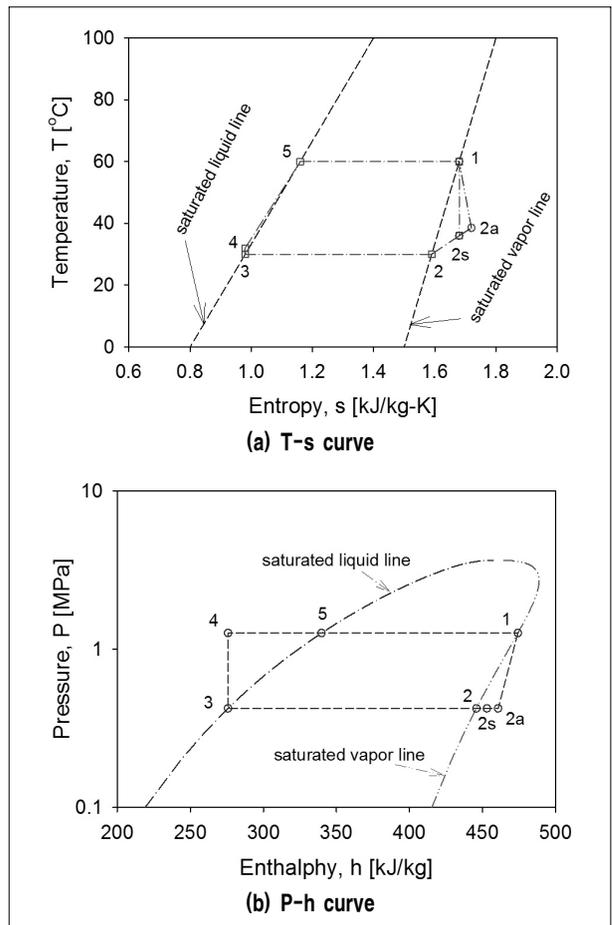


Fig. 3 Cycle of organic Rankine cycle in the T-s and P-h curve

에서 얻어지는 결과를 의미한다.

$$\eta_{t-t} = \frac{h_{t1} - h_{t2a}}{h_{t1} - h_{t2s}} \quad (3)$$

터빈에서의 엔탈피변화는 식 (4)와 같이 터빈 입출구에서의 속도삼각형을 기준으로 오일러 방정식으로부터 식 (4)를 이용하여 얻어진다.

$$h_{t1} - h_{t2a} = C_{\theta 2} U_2 - C_{\theta 3} U_3 \quad (4)$$

터빈에서의 속도는 작동유체에 따라 음속이 다르므로 터빈의 크기나 터빈에서의 형상은 달라진다. 본 연구에서는 작동유체의 선정에 관한 연구이므로 터빈의 형상에 대한 고려는 제외하고 선정되는 작동유체에 따라 형상설계는 가능하다는 가정 하에 효율을 일반적으로 터빈에서 얻을 수 있는 80%로 설정하였다. 하지만 터빈 설계에 있어서 작동유체의 음속이 큰 것이 높은 출력을 얻는데 유리하다. 따라서 작동유체에 따라서는 낮은 속도를 나타내는 특징이 있는 경우에는 노즐설계 시에 분사속도를 증가하는 방법을 적용할 수 있다. 하지만 이러한 부속장치의 추가는 팽창기의 장치를 더욱 더 복잡하게 할 수 있다.

터빈출구에서의 상태(2a)인 전압력(P_{t2})으로 부터 응축기에 의하여 작동유체는 액화되어진 상태(3)에 도달한다. 액체상태인 작동유체는 펌프에 의하여 가압되어지는데 이 때 펌프의 입력(Π_{pump})은 식 (5)와 같다.

$$\Pi_{pump} = \frac{\dot{m}(h_{t3s} - h_{t3})}{\eta_{pump}} \quad (5)$$

펌프의 효율(η_{pump})은 식 (6)과 같이 등엔트로피 과정에 소요되는 입력을 기준으로 표현되는데 일반적인 값을 적용하여 80%로 가정하였다.

$$\eta_{pump} = \frac{h_{t3s} - h_{t3}}{h_{t4} - h_{t3}} \quad (6)$$

시스템 효율(η_{sys})은 작동유체의 가열에 사용된 입력과 출력의 비로써 나타낼 수 있으며, 식 (7)과 같이 표현된다.

$$\eta_{sys} = \frac{\Pi - \Pi_{pump}}{\dot{m}(h_{t1} - h_{t4})} \quad (7)$$

5. 시스템에서의 결과

사이클 해석을 위하여 Refprop⁽⁴¹⁾의 데이터베이스를 해석 프로그램에 연동하여 작동유체의 물성치를 얻었다. Table 3은 사이클 해석을 수행하여 얻어진 결과들을 보여주고 있다. 비록 팽창기가 동일한 효율을 갖는다고 하여도 작동유체에 따라서 얻어지는 단위질량당 팽창기에서의 출력은 다르다는 것을 알 수 있다. 이러한 것은 Fig.3a에서 보여주는 것과 같이, 팽창된 작동유체는 과열상태가 되는데 이 상태에서의 등압선도와 팽창기에서 등엔트로피 과정에 의하여 얻어지는 상태(2s)와 관련이 있다. 각각의 작동유체는 팽창기 입구와 출구에서의 온도가 동일하게 설정되어도 다른 압력에서 작동하므로 팽창기에서 팽창 후의 상태가 달라진다. 결과에서 보여주는 것과 같이 R-245fa>R-134a>R-1234ez>R-236ea>R-236fa>R-227ea의 순으로 단위질량당 높은 팽창기의 출력이 얻어졌다.

시스템의 효율은 Table 3에서 보여주는 것과 같이 R-245fa>R-236ea>R-236fa>R-1234ez>R-134a >R-227ea의 순서를 보여주고 있다. 팽창기에서의 단위질량당 출력과 시스템의 효율과 일치되는 관계를 보여주는 것은 아니다. 시스템의 효율은 증발기에서의 입력과 펌프에 의한 손실이 포함되어 있다. 특히 증발기에서의 입력에는 액체상태에서의 가열과정과 기화를 위한 잠열이 있다. 따라서 액체상태에서의 등압가열선도가 T-s 관계에서 급격한 기울기를 가진 경우가 시스템의 효율을 증대하는데 유리하며, 기화를 위한 잠열은 작을수

Table 3. Comparison of predicted results with candidate working fluids

W.F	Π/\dot{m} [kJ/kg]	η_{sys} [%]	\dot{m} [kg/s]	\dot{Q}_{2a} [m ³ /s]	a_1 [m/s]
R-134a	12,38	6,20	1,616	0,043	131,7
R-227ea	8,07	5,98	2,478	0,062	98,5
R-236ea	11,32	6,33	1,767	0,115	120,5
R-236fa	10,53	6,25	1,899	0,092	115,3
R-245fa	13,78	6,47	1,452	0,148	132,8
R-1234ze	11,90	6,23	1,681	0,056	127,3

록 유리하다. 따라서 작동유체에 따라 액체상태에서의 등압 가열선도나 기화잠열이 다르기 때문에 시스템효율과 단위질량당 팽창기에서의 출력이 비례관계를 나타내지 못하였다. Table 4는 증발기에서 입력된 열량을 보여주고 있는데 액체 상태에서의 가열, 기화를 위한 잠열과 이 둘을 합한 입력을 보여주고 있다. 결과에서 보여주는 것과 같이 R-227ea의 경우는 작동유체의 가열에 가장 작은 열량을 소모하였을 뿐만 아니라 기화를 위한 잠열도 작음에도 불구하고 낮은 시스템 효율과 출력을 나타내었음을 알 수 있다.

만일 폐열을 활용한다고 하면 시스템의 효율보다는 팽창기에서의 출력이 더 중요한 의미를 갖는다. 즉, 이미 폐기되는 열은 비용을 주고 구입한 경우가 아니므로 효율보다는 출력이 더 중요하게 되므로 출력을 많이 발생하는 작동유체가 사이클의 구성에 더 유리하다.

팽창기의 출구에서 압력이 낮아지므로 단위시간당 흘러가는 작동유체의 부피는 가장 큰 상태이다. 따라서 팽창기의 크기를 결정하게 되는 가장 중요한 변수가 작동유체의 부피유량이 된다. 사이클 해석의 결과에서 작은 부피유량을 갖는 순서는 R-134a>R-1234ze>R-227ea>R-236fa>R-236 ea>R-245fa이다. 따라서 대용량을 만드는 경우에는 팽창기의 크기가 시스템을 구성하는 비용에 영향을 미치므로 중요한 고려사항이 된다.

팽창기 입구에서의 작동유체가 나타내는 음속을 Table 3에서 보여주고 있다. 대부분의 작동유체가 공기에 비하여 약 1/3 정도의 음속을 나타내고 있다. 이는 기존의 팽창기에서 공기를 기준으로 설계하는 기법을 기준으로 판단하면 상당히 낮은 속도이다. 팽창기를 터빈으로 적용하는 경우에는 터빈 입구에서의 분사속도가 터빈의 최적 회전수를 결정하게 된다. 분사속도가 높을수록 터빈에서의 회전속도도 증가하게

된다. 터빈에서의 회전속도가 클수록 터빈은 작게 만들 수가 있으며 터빈과 연결되어 있는 발전기도 작게 만들 수 있다. 따라서 분사속도는 높은 것이 여러모로 시스템의 측면에서는 유리하다. 하지만 유기냉매인 작동유체에서의 음속자체가 낮으므로 분사속도 자체도 상당히 낮게 된다. 이러한 문제점을 극복하기 위하여 분사속도를 증가하는데, 이럴 경우에 터빈은 초음속에서 운전된다. 아울러 초음속의 분사속도를 얻기 위하여 노즐에서 초음속을 얻을 수 있는 형상으로 설계를 하여야 한다.

이상과 같이 사이클 해석을 통하여 최종적으로 선정된 6종의 작동유체를 바탕으로 시스템의 효율과 단위질량당 팽창기에서의 출력을 고려하면 R245fa가 가장 좋은 결과를 보여주고 있으나 부피유량이 큰 단점이 있으며, R-134a의 경우는 R-245fa보다는 효율이나 출력의 측면에서 다소 떨어지지만 부피유량이 가장 작으므로 팽창기를 작게 만들어도 되는 장점이 있다.

6. 결론

본 연구에서는 아주 낮은 온도를 갖는 열원을 기준으로 작동유체의 고온과 저온의 범위를 60°C와 30°C로 하여 이러한 작동조건에 알맞은 작동유체의 선정에 관한 연구를 수행하였다. 기존의 연구자에서 검토된 작동유체를 기준으로 작동유체가 갖추어야 할 기본적인 조건을 바탕으로 고려하여할 작동유체를 선택하고, 다음으로 운전조건을 바탕으로 최종적으로 6종의 작동유체를 선정하였다. 선정된 작동유체를 기준으로 사이클 해석을 수행하여 효율이나 출력을 기준으로 R-245fa가 가장 적절한 작동유체로 보여지며, 다음으로 R-134a는 팽창기의 크기 등을 고려하면 적절한 작동유체가 될 것으로 판단된다.

후 기

본 연구는 호남광역경제권의 하이브리드 풍력발전 시스템 개발사업의 일부로 수행되었습니다.

Table 4. Input heat at the liquid state and latent heat on the evaporator

W,F	Heating of liquid [kJ/kg]	L [kJ/kg]	Π_{in}/\dot{m} [kJ/kg]
R-134a	44,820	139,288	184,108
R-227ea	37,120	87,978	125,098
R-236ea	38,802	135,009	173,811
R-236fa	39,288	122,743	162,031
R-245fa	40,920	167,888	208,809
R-1234ze	43,279	135,537	178,816

References

- [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] Lai, N. A., Wendland, M. and Fischer, J., 2011, "Working Fluids for High-Temperature Organic Rankine Cycles", *Energy*, Vol. 36, pp. 199-211.
- [3] Fernandez, F. J., Prieto, M. M. and Suarez, I., 2011, "Thermodynamic Analysis of High Temperature Regenerative Organic Rankine Cycles Using Siloxanes as Working Fluids", *Energy*, Vol. 36, 5239-5249.
- [4] Aljundi, I. H., 2011, "Effect of Dry Hydrocarbons and Critical Point Temperature on the Efficiencies of Organic Rankine Cycle", *Renewable Energy*, Vol. 36, 1196-1202.
- [5] Borsukiewicz-Gozdur, A. and Nowak, W., 2007, "Comparative Analysis of Natural and Synthetic Refrigerants in Application to Low Temperature Clausius-Rankine Cycle", *Energy*, Vol. 32, pp. 344-352.
- [6] 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.
- [7] 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.
- [8] Roy, J. P., Mishra, M. K. and Misra, A., 2010, "Parametric Optimization and Performance Analysis of a Waste Heat Recovery System Using Organic Rankine Cycle", *Energy*, Vol. 35, pp. 5049-5062.
- [9] ANSI/ASHRAE Standard 34, 2008, "ASHRAE STANDARD Designation and Safety Classification of Refrigerants", American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, INC.
- [10] Wang, Z. Q., Zhou, N. J., Guo, J. and Wang, X. Y., 2012, "Fluid Selection and Parametric Optimization of Organic Rankine Cycle Using Low Temperature Waste Heat", *Energy*, Vol. 40, pp. 107-115.
- [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] Cong, C. E., 2005, "Solar Thermal Organic Rankine Cycle as a Renewable Energy Option", *Jurnal Mekanikal*, Dec., No. 20, pp. 68-77.
- [13] Declaye, S., Quoilin, S. and Lemort, V., 2010, "Design of Experimental Investigation of a Small Scale Organic Rankine Cycle Using a Scroll Expander", *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Paper 1153, pp. 1-7.
- [14] Lemort, V., Declaye, S. and Quoilin, S., 2012, "Experimental Characterization of a Hermetic Scroll Expander for use in a Micro-Scale Rankine Cycle", *Proc. IMechE Part A: J. Power and Energy*, Vol. 228, No. 1, pp. 126-136.
- [15] Dalta, B. V. and Brasz, J. J., 2012, "Organic Rankine Cycle System Analysis for Low GWP Working Fluids", *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, July 16-19.
- [16] Lecompte, S., Huisseune, H., Broek, M. V., De Schampheleire, S. and De Paepe, M., 2013, "Part Load Based Thermo-Economic Optimization of the Organic Rankine Cycle (ORC) Applied to a Combined Heat and Power (CHP) System", *Applied Energy*, Vol. 111, pp. 871-881.
- [17] Pan, L. and Wang, H., 2013, "Improved Analysis of Organic Rankine Cycle Based on Radial Flow Turbine", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 61 pp. 606-615.
- [18] Gu, W. Weng, Y. Wang Y. and Zheng, B., 2009, "Theoretical and Experimental Investigation of an Organic Rankine Cycle for a Waste Heat Recovery System", *J. power and Energy*, Vol. 223, pp. 523-533.
- [19] Drescher, U. and Bruggemann, D., 2007, "Fluid Selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in Biomass Power and Heat Plants", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, pp. 223-228.
- [20] Mago, P. J., Chamra, L. M. and Somayaji, C. J., 2007, "Performance Analysis of Different Working Fluids for Use in Organics Rankine Cycle", *J. of Power and Energy*, Vol. 221, pp. 255-264.
- [21] Al-Weshahi, M. A., Latrash, F., Anderson, A. and Agnew, B., 2014, "Working Fluid Selection of Low Grade Heat Geothermal Organic Rankine Cycle (ORC)", *International Journal of Thermal Technologies*, Vol. 4, pp. 6-12.
- [22] Gao, H., Liu, C., He, C., Xu, X., Wu S. and Li, Y., 2012, "Supercritical Organic Rankine Cycle for Low Grade Waste Heat Recovery", *Energies*, Vol. 5, pp. 3233-3247.
- [23] Saleh, B., Koglbauer, G., Wendland, M. and Fischer, J., 2007, "Working Fluids for Low-Temperature Organic Rankine Cycles", *Energy*, Vol. 32, pp. 1210-1221.
- [24] 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.
- [25] Lakew, A. A. and Bolland, O., 2010, "Working Fluids for Low-Temperature Heat Source", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, pp. 1262-1268.
- [26] Delgado-Torres, A. M. and Garcia-Rodriguez, M., 2010, "Analysis and Optimization of the Low-Temperature Solar Organic Rankine Cycle (ORC)", *Energy Conversion and Management* Vol. 51, pp. 2846-2856.
- [27] Maizza, V. and Maizza, A., 1996, "Working Fluids in Non-Steady Flows for Waste Energy Recovery Systems", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 16, pp. 579-590.
- [28] Liu, B. T., Chien, K. H. and Wang, C. C., 2004, "Effect of Working Fluids on Organic Rankine Cycle for Waste Heat Recovery", *Energy*, Vol. 29, pp. 1207-1217.
- [29] 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.
- [30] Veleza, F., Segoviab, J. J., Martin, M. C., Antolina, G., Chejne, F. and Quijana, 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, pp. 4175-4189.
- [31] Yamamoto, T., Furuhashi, T., Arai, N. and Mori, K., 2001, "Design and Testing of the Organic Rankine Cycle", *Energy*, Vol. 26, pp. 239-251.
- [32] Quoilin, S. and Lemort, V., 2009, "Technological and Economical Survey of Organic Rankine Cycle Systems", 5th European Conference Economics and Management of Energy in Industry.
- [33] 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 pp. 3094-3102.
- [34] Quoilin, S., Lemort, V. and Lebrun, J., 2010, "Experimental Study and Modeling of an Organic Rankine Cycle Using Scroll Expander", *Applied Energy*, Vol. 87 pp. 1260-1268.
- [35] 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, pp. 1307-1316.
- [36] Nguyen, V. M., Doherty, P. S. and Riffat, S. B., 2001, "Development of a prototype low-temperature Rankine cycle electricity generation system", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 21, pp. 169-181
- [37] Riffat, S. B. and Zhao, X., 2004, "A Novel Hybrid Heat-Pipe Solar Collector/CHP System-Part II: Theoretical and Experimental Investigations", *Renewable Energy*, Vol. 29, pp. 1965-1990.
- [38] Kang, S. H., 2012, "Design and Experimental Study of ORC and Radial Turbine using R245fa Working Fluid", *Energy*, Vol. 41, pp. 514-524.
- [39] Cho, S. Y., Cho, C. H. and Kim, J. H., 2013, "A Study on the Organic Rankine Cycle using R245fa", *J. of Fluid Machinery*, Vol. 16, No. 3, pp. 10-17.
- [40] Cho, S. Y. and Cho, C. H., 2014, "Optimal Operating Points on the Organic Rankine Cycle to Efficiently Regenerate Renewable Fluctuating Heat Sources", *New & Renewable Energy*, Vol. 10, pp. 6-19.
- [41] NIST, 2010, "Reference Fluid Thermodynamics and Transport Properties", Refprop version 9.0.

조수용



1981년 부산대학교 기계공학과 공학사
 1983년 서울대학교 기계공학과 공학석사
 1992년 Case Western Reserve 대학교
 항공기계공학과 공학박사

현재 경상대학교 항공우주시스템공학과 교수
 (E-mail : sycho@gnu.ac.kr)

조종현



2003년 경상대학교 항공기계공학과 공학사
 2006년 경상대학교 항공우주공학과 공학석사
 2010년 경상대학교 항공우주공학과 공학박사

현재 ㈜선테크 기술연구소장
 (E-mail : air0427@empal.com)