

저온수열원이용 열펌프시스템의 전처리 및 성능분석

박성룡* · 장기창* · 이상남* · 라호상* · 박준택*

Performance Analysis and Prior-Treatment of Heat Pump System with Low-Temperature Water Heat Source

Seong-Ryong Park, Ki-Chang Chang, Sang-Nam Lee, Ho-Sang Ra, Jun-Tack Park

Key Words : River Water(하천수), Heat Pump(열펌프), Prior-Treatment(전처리), Two-Stage Compression(2단압축)

Abstract

River water is higher in temperature than the surrounding environment during the winter. It is highly suitable as a heat source for heat pump system. Despite its suitability, however, it is not widely used, due to its fouling and corrosive nature in heat exchanger tubes of evaporator. It is designed prior-treatment system which come into direct contact with the river water, such as auto-strainer, ozone generator for bactericidal test and auto-cleaning system. And it is analyzed treatment effects for its operation. It is designed two-stage compression heat pump system using R-134a with heating load 35.16kW, and analyzed its performance. As a result it is obtained 3.08 COP when mid-point pressure is 1,200kPa, and bypass ratio of flowing refrigerant to high-stage compressor is 25.1%.

1. 서론

냉난방·급탕 열수요가 많은 대도시의 경우 지역에 따라서는 하천수, 하수처리수, 해수 등의 에너지 자원이 대량으로 부존하고 있다. 이들은 일반적으로 온도차에너지(수온이 여름에는 대기온도보다 낮고 겨울에는 대기온도보다 높음)의 특성과 연간·일간을 통해 대기온도보다 온도변화가 적으며, 저온이지만 이용가능열량이 많다는 등의 특성을 가지고 있다. 따라서 이러한 수열에너지를 열원기기의 열원, 즉 열펌프의 열원이나 냉동기의 냉각수로 이용하면 기존의 방식(보일러+냉동기)에 비해 고효율로 냉·온열을 제조하는 것이 가능하다.

한편 국민생활의 쾌적성 지향에 따라 대도시를

중심으로 냉난방·급탕용 열수요가 급증하고 있으며, 이러한 열수요의 온도는 100℃ 미만의 비교적 저온이므로 현재와 같은 화석연료의 연소에 의한 고온·고질의 에너지 투입은 에너지·환경면에서 불합리하다. 기술적으로 열펌프 승온기술 등 저온열회수기술이 개발되면 저온·저질의 미활용에너지를 이용한 열공급이 가능하기 때문이다. 따라서 온실가스저감을 위한 열공급시스템에서의 금후 최대의 과제는 온도차에너지 등 미활용에너지를 이용한 지역열공급시스템을 구축하는 것이다. 이와 같은 시스템은 기존의 보일러를 이용한 시스템대비 25~30%의 에너지 절약효과와 더불어 40~60% 정도의 이산화탄소 저감효과가 있는 것으로 보고된 바 있다.

이와 관련한 대표적인 외국의 사례를 보면 스웨덴, 덴마크, 노르웨이 등 북유럽의 경우에는 1980년대초부터 온도차에너지를 이용한 지역난방을 실시하고 있으며, 일본에서는 열공급부문에서

* 한국에너지기술연구소

의 기후변화협약 대응을 위해 관련 기술개발을 1991년부터 착수, 1997년에는 실증site에서의 실증 실험을 완료하고 현재 보급중에 있는데, 2010년 온도차에너지의 도입목표량은 58만kℓ인 것으로 보고되고 있다.

본 연구는 지역열공급 시스템에서의 에너지이용 효율화를 도모하고자 하천수나 하수처리수를 열펌프의 열원으로 이용하여 지역난방열을 제조, 공급하기 위해 수행되었으며, 하천수, 하수처리수 등 수열원은 오염부식성이 매우 강하며, 저온이기 때문에 이러한 수열원을 이용하여 난방용 온수를 고효율로 제조, 공급하기 위해서는 열원수(하천수)의 전처리기술 확보와 36kW급 열펌프 시스템의 설계 및 성능분석 등을 수행하였다.

2. 시스템의 전처리장치

하천수 수열원에너지를 열펌프의 열원으로 사용하기 위해서는 유해 수질에 의한 전열관 부식, 부유이물질에 의한 전열관 폐쇄, slime이나 scale 등에 의한 열교환기 전열성능 저하 등을 방지할 수 있는 대책이 수립되어야 한다. 이를 해결하기 위해 본 연구에서는 하천수에 존재하는 부유물질, 미생물, 기타 녹조류 등을 제거하기 위해서 고행물제거장치, 오존처리장치, 역세정장치를 설계·제작하였으며, 이 하천수 전처리시스템은 Fig.1에서와 같이 크게 하천수 채수부, 인입수탱크, 고행물제거장치, Ozone 발생기, Ozone Mixer 및 Destructor, Activated Carbon Filter, Flow Diverter, Main Controller로 구성되어 있다.

2.1 하천수 채수부

하천수 전처리시스템의 성능분석을 위하여 당

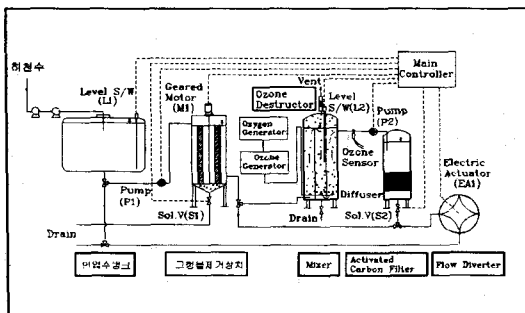


Fig.1 Apparatus of pre-treatment system for river water

연구소와 인접한 탄동천 하천수를 수중펌프 1대(1.5HP)와 농업용 양수펌프 1대(1.0HP)를 직렬로 연결하여 연구소내로 유입시켜 사용할 수 있도록 하였다.

2.2 인입수탱크

유입한 하천수를 저장할 수 있는 인입수탱크(φ 1,200 x 1,500H, 용량 : 1.5TON)는 F.R.P로 제작하였으며, 우레탄 보온 40mm로 단열처리하였다. 그리고 탱크내의 수위를 확인할 수 있도록 Level Sensor를 부착하였다.

2.3 고행물제거장치

인입수탱크에 저장된 하천수는 이물질이 제거되지 않은 원수이므로 이 물을 여과시키기 위해서 고행물제거장치(φ 360 x 1,700H, 처리용량 : 10m³/Hr)를 제작·설치하였는데, 재질은 부식을 방지하기 위해서 SUS316으로 하였다. 작동원리는 인입수탱크의 하천수 공급시 유량조절이 가능하도록 Inverter가 부착된 펌프(1HP, 단단원심펌프, 재질 : SUS316)에 의해서 인입배관 입구로 들어오면 원수는 원통형 Wedge Screen(V자 모양의 Screen)에서 이물질이 걸러진다. 이 Wedge Screen은 필요한 여과성능(Mesh Size)에 따라 선정하게 되는데, 본 연구에서는 150Mesh를 사용하였다. 이물질들이 여과되면서 Wedge Screen 내벽에 부착되면 고행물제거장치 상부에 설치되어 있는 Gearing Motor(2HP x 300:1)에 연결된 2개(180° 배치)의 Brush가 6rpm으로 회전하면서 이물질들을 닦아낸다. 이때 탈착된 이물질은 Sludge Chamber로 떨어지고 쌓여있던 이물질들은 Timer에 의해서 작동되는 Solenoid Valve를 통하여 자동으로 배출된다. 이와 같이 연속적으로 여과하여 이물질을 제거하는 사이클이 진행되는 동안에도 원수는 끊임이 없이 연속 여과되어 공급될 수 있도록 하였다.

2.4 Ozone 발생기

고행물제거장치에서 이물질이 제거되어 세정된 하천수는 열교환기에 부착되어 전열성능 저하의 근본 원인인 부유물질, 미생물, 기타 녹조류가 존

재하므로 이를 제거하기 위하여 오존처리를 실시하였다.

Ozone 발생기는 산소 발생기를 부착하여 시스템을 구축하였으며, 오존발생 용량은 20g/h를 설치하였다.

2.5 Ozone Mixer 및 Destructor

Ozone Mixer(ϕ 1,267 x 2,000H x 3t, 용량 : 3TON)의 재질은 부식을 고려하여 SUS316으로 제작하였고, 하천수와 오존의 접촉시간을 길게 하기 위해서 칸막이를 3-Path로 설치하였다. 이때 오존은 Mixer의 밑바닥에 설치되어 있는 3개의 Diffuser로 분출되고 하천수는 3-Path 칸막이를 하나씩 흘러 넘어가도록 하여 하천수와 오존의 접촉시간을 최대로 늘리도록 설계하였다. 하천수와 오존이 접촉한 후 잔류 오존을 대기중으로 배출시키기 위해서 Mixer는 하천수가 채워져 있는 액체공간(하부)과 기체공간(상부)이 함께 존재해야 한다. 이를 위해서 Mixer의 전단과 후단에 하천수 공급유량을 조절할 수 있도록 Inverter가 부착된 펌프를 각각 1대(전단 : 1HP, 후단 : 1.5HP)씩 설치하였다. 전단에 설치된 펌프는 Mixer의 상부에 부착되어 있는 Level Sensor에 의해서 ON/OFF 작동하여 Mixer의 일정한 높이까지 하천수를 채우고 상부에 기체공간이 남아있도록 하였다. 그리고 Mixer의 상부 기체공간에 잔류하는 오존은 Ozone Destructor의 전기 Heater(용량 : 1kW)에 의해 약 200℃로 가열하여 대기환경에 유해하지 않도록 오존을 파괴시켜 대기중으로 배출되도록 하였다.

2.6 Activated Carbon Filter

하천수 오존처리 후 사멸한 미생물을 걸러주기 위해서 설치한 Activated Carbon Filter(ϕ 1,000 x 2,000H, 용량 : 1.5TON)의 재질은 SUS316으로 하였고, Filter층은 배출구로부터 Strainer, 자갈층, 큰 모래층, 작은 모래층, Carbon 층으로 구성하였다.

2.7 Flow Diverter

고형물제거장치, Ozone Mixer, Activated Carbon Filter를 통과한 하천수는 일차적으로 정수된 것

처럼 보이지만 장기간 사용할 경우 열교환기 내부에 부식이나 scale 성분 등으로 인하여 열교환기의 열전달을 감소와 내구성에 문제가 발생하므로 자동역세정장치를 추가로 부착하여 열전달향상을 도모하였다. 본 연구에서 사용하려고 추진하고 있는 열교환기 유형이 판형열교환기이기 때문에 이에 유효한 세정장치로서 역세정장치를 설치하였다. 이 역세정장치는 일정시간내에 4방밸브를 작동시켜 배수의 흐름방향을 순간적으로 역전시키므로서 열교환기 표면에 한쪽방향으로 부착되어 있는 slime이나 scale 성분을 세척해줄 수 있도록 하였다.

2.8 Main Controller

하천수 전처리시스템의 자동제어함은 수동 및 자동으로 조작이 가능하도록 설계·제작하였다. 그리고 본 전처리시스템의 성능실험시 오존의 영향을 분석할 수 있도록 각 시스템별 운전 조건을 2가지 Mode(Mode I : 인입수탱크 → 고형물제거장치 → Ozone 발생기 → Ozone Mixer 및 Destructor → Activated Carbon Filter → Flow Diverter, Mode II : 인입수탱크 → 고형물제거장치 → Flow Diverter)로 조절이 가능케 자동제어함 회로를 구성하였다.

본 연구에서는 당 연구소와 인접한 탄동천 하천수를 대상으로 실험을 수행하였으며, 이 하천수를 연구소내에 설치한 하천수 전처리시스템의 인입수탱크로 펌프 2대를 이용하여 유입시켜 고형물제거장치, 오존처리장치, 역세정장치를 통과한 하천수의 수질을 분석하여 본 연구에서 설계·제작한 하천수 전처리시스템의 성능을 평가하고자 실험을 수행하였다.

하천수 전처리시스템의 실험유량은 최대 7m³/h로 하였으며, 실험항목은 두가지로 구분하여 실시하였다. 첫째는 하천수를 전처리시스템의 고형물제거장치를 통과시켜 고형물질만 제거하여 역세정장치로 유입시키는 방법이고, 둘째는 고형물제거장치, 오존처리장치, 역세정장치를 모두 통과시켜서 오존처리한 하천수와 오존처리하지 않은 하천수의 수질을 비교할 목적으로 실험을 수행하였다.

하천수 전처리장치의 성능평가를 위해 실시할 수질분석용 sample 채취는 1)하천수 원수, 2)고형물제거장치에서 여과한 처리수, 3)여과기 및 오존

처리수로 총 세가지로 하였다. 이때 여과기(filter) 및 오존처리 후 sample 채취시, Ozone Mixer(오존 반응조)의 용량이 약 3TON이고, 실험유량은 7 m³/h이므로 Ozone Mixer내의 하천수가 충분히 오존과 접촉하여 오존처리 되었다고 판단되었을 때, 즉 30분 이상 오존을 주입한 후 sample을 채취하였다.

3. 열펌프시스템 구성

하수처리수, 하천수, 해수 등 수열원은 대체적으로 저온이며, 이러한 수열원을 이용하여 지역 난방용 온수를 제조, 공급하기 위해서는 열펌프의 성적계수(COP) 및 승온폭 향상기술 개발이 필요하며, 핵심에로기술로 남아있다.

따라서 저온수열원을 이용하는 열펌프의 출력 온수온도는 약 70℃이므로 이에 대한 냉매의 선정에 있어서 기존에 사용하고 있는 공기열원 열펌프의 냉매인 R-22는 포화압력이 매우 높기 때문에 사용이 불가능하므로 포화압력이 비교적 낮은 냉매중에서 압축기와 오일의 사용범위 때문에 현재 많이 사용되고 있는 HFC계통의 냉매인 R-134a를 활용하는 것이 바람직하다.

열펌프시스템의 성능에 대한 시뮬레이션 및 모사실험을 수행하기 위한 시제품의 설계난방용량은 35.16kW로서 소용량이므로 압축기는 왕복동식을 사용하고, 증발기와 응축기는 판형열교환기로 구성하여 열교환기의 전열효과를 향상시킬 수 있도록 하였다.

그리고 열원수의 온도가 약 10℃이고 지역난방에 공급할 수 있는 온수출력온도가 약 70℃이므로 온도승온폭이 상대적으로 크며, 성적계수가 3.0 이상인 고효율 시스템이 필요하므로 이에 대한 방안으로 시스템의 구성을 1단압축과 2단압축으로 하고 이에 대한 성능을 비교분석한 결과 1단압축일때는 성적계수가 1.57이고, 2단압축일때는 3.08로 나타나므로 본 연구의 시스템은 2단압축으로 구성하였으며, 이에 대한 설계기준값은 다음과 같다.

- 난방용량 : 35.16kW - 사용냉매 : R-134a
- 열원입구온도 : 10℃ - 열원출구온도 : 5℃
- 온수입구온도 : 60℃ - 온수출구온도 : 70℃

이때, 고단압축기의 효율은 0.6으로 하고, 저단압축기의 효율은 0.7로 하였다. 따라서 고단압축

기의 소비동력은 4.86kW이고, 저단압축기의 소비동력은 6.55kW로 나타났으며, Fig.2는 열펌프의 2단압축 시스템의 개략도를 나타내고 있다.

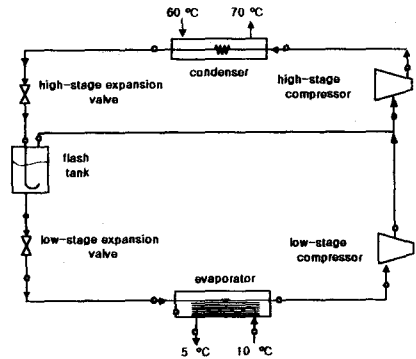


Fig.2 Apparatus of two stage compression system

4. 결과 및 고찰

2.1 전처리장치의 분석

전처리효과를 입증하기 위해서 세가지의 sample을 한국표준규격(KS M0100)의 방법에 의하여 분석한 결과 Table 1과 같이 나타났다. 표에서 보는 바와 같이 원수인 하천수를 여과한 것과 오존처리한 결과 부유물질의 양이 대체적으로 많이 줄어들었음을 알 수가 있다. 또한 부식에 영향을 주는 NH₄⁺, Cl⁻의 성분 또한 감소되는 것으로 나타남을 관찰할 수 있어서 처리수의 경우 부식에 영향을 적게 주는 것을 알 수가 있었다. 관의 scale에 영향을 주는 M-알칼리도의 경우 원수 자체가 잘 처리된 후 방류되기 때문에 처리수와 원수의 경우 큰 영향을 보이고 있지는 않았다. 그

Table 1 Water analysis of samples

구분 항목	시험항목	단위	SAMPLE-1 (원수)	SAMPLE-2 (Filtering 처리후)	SAMPLE-3 (Filtering 및 오존처리후)
1	PH(20℃)	-	6.8	7.0	7.0
2	전기전도도 (20℃)	μS/cm	540	420	410
3	부유물질	mg/l	12.8	9.2	5.2
4	M-알칼리도 (as CaCO ₃)	mg/l	71.7	72.7	72.2
5	NH ₄ ⁺	mg/l	6.18	4.68	3.64
6	Cl ⁻	mg/l	47.0	21.5	20.6
7	SO ₄ ²⁻	mg/l	18.5	15.1	13.4
8	경도 (as CaCO ₃)	mg/l	85.5	79.7	80.4
9	Fe	mg/l	0.69	0.61	0.49
10	SiO ₂	mg/l	16.6	17.8	17.6

러나 실제 하천수를 사용할 경우에는 반드시 scale 및 slime의 영향을 방지하기 위한 방법이 제고되어야 할 것으로 사료된다.

한편 하천수를 열원으로 사용할 경우 녹조류 및 미생물에 의한 전열관의 slime 등으로 인한 열 전달율의 감소가 우려되는 바, 이에 대한 대책으로 오존에 의한 처리가 요구된다. 본 연구에서는 원수, 처리수 및 오존처리수의 녹조류 및 미생물에 대한 제거효과를 추후 평가할 계획이다.

2.1 열펌프시스템의 성능분석

하수열원을 이용한 지역난방의 온수공급 시스템에서는 열원수의 온도와 온수출력의 온도폭이 크기 때문에 1단압축 시스템보다 2단압축 시스템으로 구성하는 것이 시스템의 효율을 상승시킬 수가 있다. 이때 2단압축 시스템에서의 운전조건은 flash tank내의 압력과 같은 고단압축기 입구의 중간압력의 크기가 열펌프의 성능에 중요한 역할을 하며, 응축기 및 증발기에서의 UA값과 고단 및 저단압축기의 효율의 변화에 따라서 열펌프시스템의 성능에 미치는 영향이 크다고 할 수 있다.

Fig.3은 고단압축기로 들어가는 중간압력의 변화에 따른 열펌프시스템의 성적계수를 나타낸 것인데 중간압력이 1,200kPa에서 성적계수가 3.08로서 최대값을 갖게 된다. 따라서 설계조건에서의 열펌프의 중간압력 범위는 1,200kPa에서 운전하는 것이 가장 효율적이라 할 수 있다. Fig.4는 중간압력의 변화에 따라서 고단압축기로 bypass되는 냉매유동량의 비율을 나타낸 것인데 중간압력이 증가할수록 bypass되는 냉매유동량의 비율은 감소하며, 최대의 성적계수를 갖는 1,200kPa의 압력에서 약 25.1%의 냉매가 저단압축기로 흐르지 않고 직접 고단압축기로 bypass됨을 알 수 있다.

Fig.5는 중간압력의 변화에 따른 냉매의 전체 질량유량을 나타낸 것인데 중간압력이 증가함에 따라 질량유량도 증가하나 중간압력이 1580kPa에서 질량유량이 최대값에 도달한 후 중간압력이 증가하면 감소하는 경향을 보이고 있는데 이때의 최대값은 시스템의 성적계수가 높게 나타날 때의 중간압력과는 다르게 나타남을 알 수 있다.

Fig.6과 Fig.7은 중간압력의 변화에 따른 저단압축기 및 고단압축기의 소비동력을 나타낸 것으로서 저단압축기에서는 중간압력이 증가함에 따라

압축기의 소비동력이 선형적으로 증가하나 고단압축기에서는 이와는 달리 역으로 감소함을 알 수 있다. 이것은 냉매의 bypass되는 비율이 중간압력이 증가하면 감소하기 때문에 저단압축기쪽으로 흐르는 냉매량이 증가하기 때문으로 사료된다. 따라서 저단과 고단의 압축기 소비동력을 합한 전체의 소비동력을 중간압력의 변화에 따라 나타낸 것이 Fig.8이다. 여기서 열펌프시스템의 성적계수가 가장 높게 나타나는 중간압력이 1,200kPa일때가 전체 압축기의 소비동력이 가장 적게 소모되는 것을 알 수 있다.

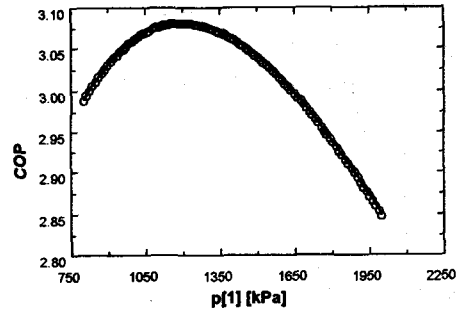


Fig.3 Effect of mid-point pressure on COP

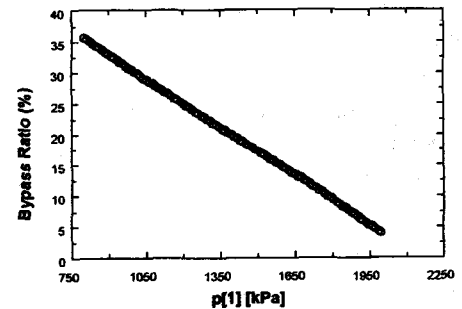


Fig.4 Dependence of bypass ratio in refrigerant flow rate on mid-point pressure

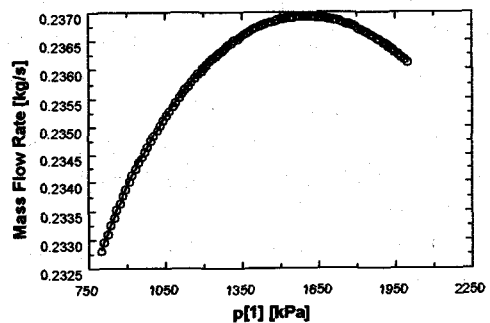


Fig.5 Dependence of mass flow rate in refrigerant on mid-point pressure

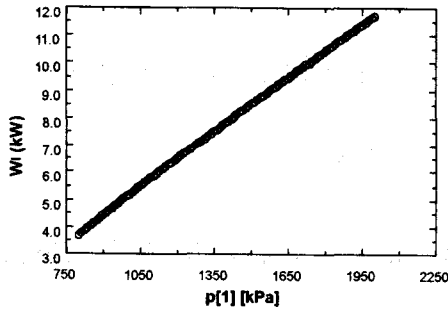


Fig.6 Dependence of consumption power in low-stage compressor on mid-point pressure

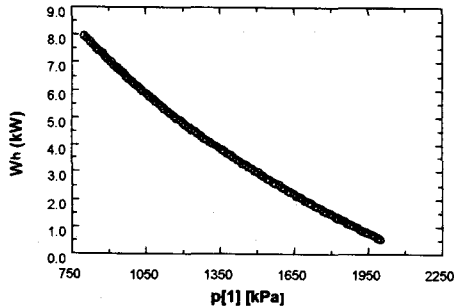


Fig.7 Dependence of consumption power in high-stage compressor on mid-point pressure

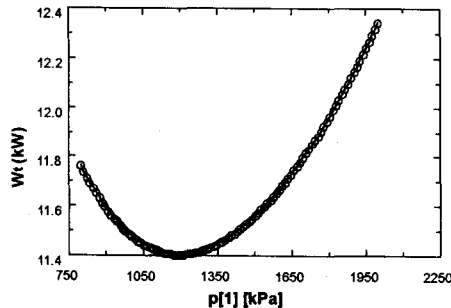


Fig.8 Dependence of total consumption power on mid-point pressure

5. 결론

저온수열원을 이용한 열펌프로 온수를 제조하여 지역난방에 공급하기 위한 목적으로 연구를 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 하천수를 직접 집축시키므로 증발기의 전열관의 부식, 부유물질 및 미생물에 의한 전열관의 폐쇄, slime 및 scale 생성 등으로 인한 열교환성

능의 저하를 방지하기 위한 고형물제거장치, 오존처리 및 자동역세정방식을 이용한 전처리장치를 구성하여 처리한 효과는 양호하였다.

2) 온수공급시스템인 열펌프의 열원수온도와 온수출력의 온도폭이 크기 때문에 냉매는 R-134a를 적용하여 계산한 결과 1단압축시스템보다 2단압축시스템으로 구성하는 것이 시스템의 성적계수를 높일 수가 있으며, 이때 2단압축시스템에서 flash tank내의 압력과 같은 고단압축기 입구의 중간압력의 크기가 열펌프의 성능에 중요한 역할을 하고 있다.

3) 중간압력이 1,200kPa에서 성적계수는 3.08로 가장 높게 나타나고, 이때 고단압축기로 bypass되는 냉매의 순환비율은 25.1%로 나타났다.

참고문헌

1. Reay, D. A., 1979, "Heat Recovery System", London E. & F. N. Spon.
2. 稻昌昭彦, 1992, "生活排水熱利用ヒートポンプ給湯システム", 省エネルギー, Vol. 44, No. 1, pp.36~39.
3. 河田正志, 1992, "河川水利用ヒートポンプシステムの運轉実績", 建築設備士, Vol. 24, No. 5, pp.21~26.
4. 奥田敏宏, 1992, "下水熱/河川水利用ヒートポンプ(未利用エネルギーの活用)", 産業機械, No. 505, pp.38~44.
5. Choyu Watanabe, 1996, "Verification Test Results of Super Pump System Using River Water as a Heat Source", Proceeding of the 3rd KSME-JSME, Thermal Engineering Conference.
6. 신현준, 1995, "도시미활용에너지 이용 열펌프시스템 개발(2)", 통상산업부 보고서.