

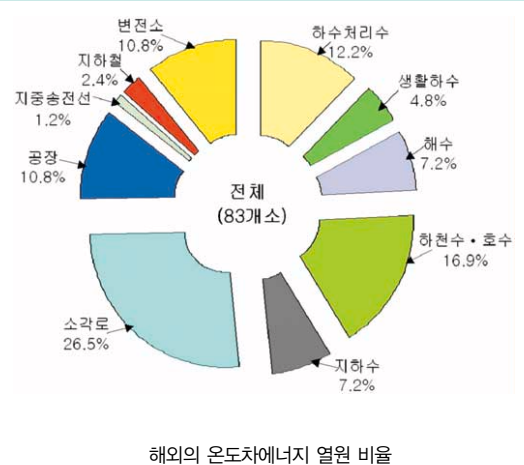
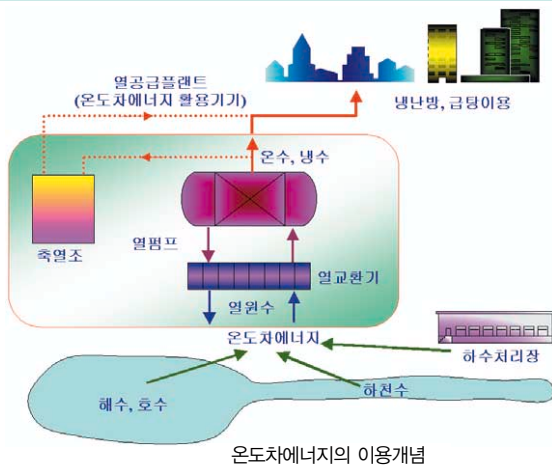
하천에서 냉난방용 에너지 뽑아낸다

글 | 이영수 _ 박사 에너지기술연구원 yslee@kier.re.kr

대 도시 지역이나 공업단지에서 현재 발생되고 있는 다양한 유형의 미활용에너지를 회수하여 재활용하는 것은 에너지절약뿐만 아니라 환경개선을 위하여 기술개발이 반드시 필요한 분야이다. 특히 도시지역은 인구 및 산업이 밀집된 곳으로 에너지 사용밀도가 매우 높고 환경오염이 심각한 지역으로 도시지역에서 미활용되고 있는 각종 에너지를 회수하여 인근 지역의 냉난방, 급탕용 열원으로 사용하는 것은 사회적 및 환경적인 면에서 경제성이 매우 높을 것으로 기대된다.

하천수 및 하수처리수와 같은 온도차에너지를 열펌프의 열원으로 이용하여 급탕·난방·냉방 등의 용도에 이용할 경우 대기를 열원으로 한 열펌프 방식이나 기존의 보일러, 냉동기 방식보다 고효율로 냉난방열을 공급할 수가 있다.

특히 대규모 열수요처 근처에 온도차에너지가 존재할 경우 이 온도차에너지를 수열원 열펌프의 열원으로 이용하면 지역열 공급사업으로 활용이 가능할 것으로 보인다. 국내에는 아직 온도차에너지를 이용하는 지역열 공급사업이 추진된 실적이 없지만 해외



에서는 이미 83개가 보급되고 있으며 이중 하수 및 하천수를 이용한 사업이 35%를 차지하고 있다.

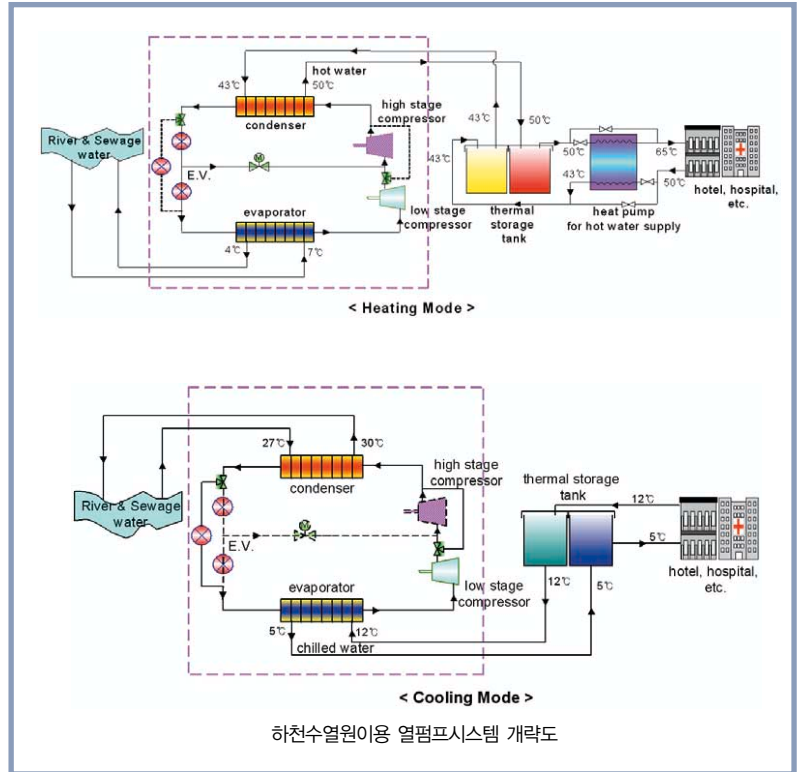
하천수의 수온은 지역에 따라 다소 차이는 있으나 통상 하절기에는 21~27℃로 대기온도보다 5℃ 정도 낮고 동절기에는 5~15℃로 대기온도보다 10℃ 정도 높다. 동절기에는 열펌프의 증발기 열원으로, 하절기에는 응축기의 냉각열원으로 이용하면 공기를 열원으로 한 열펌프에 비해 더 경제적이다.

따라서 여름철에는 대기온도보다 낮기 때문에 이를 냉각열원으로 하여 열펌프에 의해 냉방하면 대기를 열원으로 한 열펌프나 기존의 냉동기방식보다도 고효율로 냉방에 이용할 수 있다. 또한 겨울철에는 대기온도보다 높기 때문에 이를 가열열원으로 한 열펌프는 고효율로 난방운전이 가능하므로 온도차에너지를 이용하면 이용하지 않는 경우에 비해 고효율로 난방이 가능하게 된다.

여름에는 냉각원, 겨울에는 열원으로 하천수 이용

하천수 온도 및 열수요처의 온도조건을 고려할 때, 여름철의 경우 1단 압축운전으로도 원활한 운전이 예상되나 겨울철의 경우 1단 압축운전을 가정하면 과도한 압력비 및 이에 따른 압축과정에서의 비가역성 증가로 인하여 고효율 운전을 보장할 수 없을 것이다. 따라서 여름철에는 1단 압축운전, 겨울철에는 2단 압축운전을 수행하여 모든 계절에 대하여 고효율 운전을 수행할 수 있도록 시스템을 설계해야 한다.

또한 열펌프시스템은 하천수를 하계는 냉각원으로, 동계에는 열원으로 이용하므로 계절에 따른 냉각원과 열원의 평균온도를 기준으로 운전조건을 설정하고 이 조건을 만족시키는 시스템으로 구성한다. 사이클은 기본적으로 냉방과 난방모드로 나뉘고, 냉방에 대하여는 증발온도에 해당하는 포화압력과 응축온도에 해당하는 압력차인 저압과 고압의 압력비가 비교적 크지 않으므로 1단 압축으로 구성한다. 난방의 경우는 이 차이가 크므로 1단으로 구성할 경우 압축기 토출가스의 온도가 상승하여 압축기에 사용



냉방모드에서의 시스템 운전조건

고단축	저단축
$Q_c = 148.1 \text{ kW}$, $T_{\text{과냉도}} = 2^\circ\text{C}$	$Q_e = 122.3 \text{ kW}$, $T_{\text{과열도}} = 5^\circ\text{C}$
$T_{c_water_in / out} = 25^\circ\text{C} / 28^\circ\text{C}$	$T_{e_water_in / out} = 12^\circ\text{C} / 5^\circ\text{C}$
$T_{c_냉매증축} = 33^\circ\text{C}$	$T_{e_냉매증발} = 0^\circ\text{C}$
$P_{cond} = 841 \text{ kPa}$	$P_{eva} = 293 \text{ kPa}$
$mass_{ref} = 0.769 \text{ kg/s}$	$Work_{comp} = 25.8 \text{ kW} = 34.6 \text{ HP}$

난방모드에서의 시스템 운전조건

고단축	중간압	저단축
$Q_c = 156.5 \text{ kW}$, $T_{\text{과냉도}} = 2$		$Q_e = 112.2 \text{ kW}$, $T_{\text{과열도}} = 5^\circ\text{C}$
$T_{c_water_in / out} = 43^\circ\text{C} / 50^\circ\text{C}$		$T_{e_water_in / out} = 5^\circ\text{C} / 2^\circ\text{C}$
$T_{c_냉매증축} = 55^\circ\text{C}$	P_{mid}	$T_{e_냉매증발} = -3^\circ\text{C}$
$P_{cond} = 1492 \text{ kPa}$	=	$P_{eva} = 262.5 \text{ kPa}$
$Work_{comp_high} = 21.49 \text{ kW}$	770.8kPa	$Work_{comp_high} = 23.87 \text{ kW}$
$mass_{ref} = 0.9749 \text{ kg/s}$		$mass_{ref} = 0.697 \text{ kg/s}$

되는 오일의 열화로 압축기의 손상이 예상되고 등엔트로피 변화의 특성상 시스템의 효율을 떨어뜨리기 때문에 2단 압축을 통한 기기보호는 물론 나아가 시스템의 성능향상을 실현할 수 있도록 설계하며,

30RT급 규모로 환경친화 냉매인 HFC-134a를 사용한다.

시스템에 사용되는 저단 압축기는 모드전환에 따라 냉난방 겸용으로 운전되므로 이를 만족시킬 수 있도록 선정되어야 한다. 따라서 적절한 압축기를 선정하기 위하여 압축기 형태별, 모델별, 용량별 맵 데이터를 작성하여 검토한 결과 'CSH6561-40Y' 모델이 용량측면에서 적절했고, 고단축 압축기로 스크류 압축기를 검토한 결과 'Open type screw

OSK5361-K' 모델이 적합했다.

응축기와 증발기는 압축기와 더불어 열펌프를 구성하는 가장 중요한 요소 중의 하나이며, 압축기의 시스템 효율에 대한 향상 기여도가 50% 이상이라면, 증발기와 응축기의 경우는 30% 내외로 시스템이 요구하는 성능에 맞는 열교환기의 최적설계 및 성능향상이 열펌프 효율에 있어 매우 중요하다. R134a를 이용한 30RT급 증발기 및 응축기는 압축기의 목표 성능을 고려한 상태에서 다양한 운전조건을 만족시킬 수 있도록 설계·제작하였으며, 고성능 전열관 개발과정을 통해 검토·확정된 것으로 전체 산업용 열교환기의 60% 이상 사용되고 있는 셸 & 튜브 열교환기를 설계 대상으로 하였다. 응축기는 난방모드에서 요구되는 열부하를, 증발기는 냉방모드에서 요구되는 열부하를 설계 열부하조건으로 설정하였다.

증발기의 경우 터보-E관을 적용한 건식, 응축기는 터보-C관을 적용한 액류형식으로 채택하였고, 열교환기의 기본설계자료는 열교환기 설계 프로그램을 통해 산출된 결과값을 근거로 하여 도출하였다. 열교환기내 튜브는 삼각형 배열로 배치하였고, 외부공기와 열교환기 표면과의 열전달로 인한 열손실을 줄이기 위해 약 20mm두께의 단열재를 사용하여 단열작업을 하였다.

플래시탱크는 2단 압축 열펌프시스템에서 중간냉각기를 통과한 기-액 2상류와 저단압축기에서 토출된 과열증기는 서로 열역학적으로 다른 상태이므로 이들이 원활한 열평형을 통하여 포화증기상태가 되도록 유도하여 중간냉각이 완전한 2단압축 사이클을 구현하기 위해 필요하다. 이 기기는 열평형이 이루어지는 과정에서 발생할 수 있는 미세액적이 고단압축기로 유입되는 것을 방지하여 고단압축기에서 액백현상 또는 액압축이 일어나지 않도록 방지한다. 또한, 저단압축기로부터 압축된 냉매증기중에 미립자 상태로 혼입되어 냉매증기와 함께 플래시 탱크로 유입되는 냉동기유를 압축기로 회수할 수 있도록 하여 특정장치에 냉동기유가 잔류하는 것을 방지하며, 냉매증기와 냉동기유를 분리하기 위한 나선형관의

열교환기 운전 및 설계조건

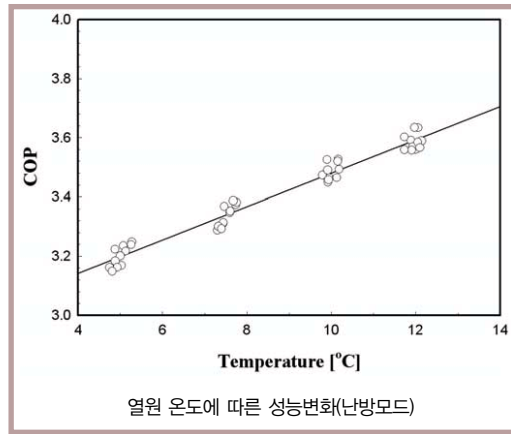
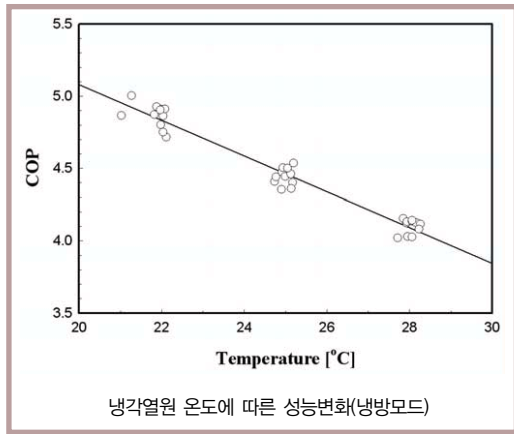
증발기측 조건	응축기측 조건
Qe = 122.3 kW	Qc = 156.5 kW
Te_water_in = 12°C	Tc_water_in = 43°C
Te_water_out = 5°C	Tc_water_out = 50°C
Te_냉매증발 = 0°C	Tc_냉매응축 = 55°C
T_과열도 = 5°C	T_과냉도 = 2°C
P_eva = 293 kPa	P_cond = 1,492 kPa
Work_comp = 25.8 kW = 34.6 HP	mass_ref = 0.9749 kg/s
mass_ref = 0.769 kg/s	Tcomp_outlet = 64.38°C

열교환기 사양

증발기 : Shell & tube 건식	응축기 : Shell & tube 액류식
a. shell	a. shell
• 외경 : 324.4 mm	• 외경 : 300.0mm
b. tube	b. tube
• 형식 : Spiral Tube	• 형식 : Turbo-C Tube
• tube관경 : 15.88mm	• 관경 : 19.05mm
• tube길이 : 1,602mm/pass	• 길이 : 1,602mm/pass
• tube전장 : 237,096mm	• 전장 : 147,3849mm
• tube개수 : 148개	• 개수 : 92개
• pass : 4 pass	• 물 pass : 4pass

하천수열원이용 열펌프시스템





외표면은 중간냉각기에서 유입되는 기-액 2상류와 저단압축기에서 유입되는 과열증기와 열교환기로 사용될 수 있다.

기존 시스템에 비해 CO₂ 발생량 40~60% 저감

하절기에는 하천수의 온도가 대략 25°C 정도이므로 이를 설계 및 기준온도로 사용하였고, 운전조건의 변화에 대한 결과를 얻기 위하여 ±3°C의 추가 조건을 설정하였다. 시스템 운전으로 생산되는 냉수온도는 사무실이나 기타 건물의 냉방용 열매로 사용할 경우 5°C 정도가 필요하므로 이를 근거로 설정하였고, 냉매의 과열도와 과냉도, 냉매의 증발온도와 응축온도는 앞의 열교환기 설계부분에서 언급한 것과 같이 시스템 설계조건을 적용하여 실험하였다.

냉각열원의 온도가 28°C, 25°C, 22°C일 때 시스템의 성능계수는 각각 4.08, 4.45, 4.83 정도로 나타났고, 냉각열원수의 온도가 낮을수록 높은 성능계수를 얻을 수 있음을 알 수 있었다. 시스템 설계조건인 냉각열원의 온도가 25°C일 때 목표 성능계수를 만족시키는 결과를 얻을 수 있었다.

동절기 하천수를 열원수로 사용할 경우 온도는 대략 5°C 정도이므로 이를 설계 및 기준온도로 사용하였으며 추가적으로 10°C와 12°C에 대하여도 고려하여 시험조건으로 설정하였다. 시스템 운전으로 생산되는 온수온도는 사무실이나 기타 건물의 난방용 열매로 사용할 경우 50°C 정도가 필요하므로 이를 근

거로 설정하였다. 예비실험에서 얻어진 결과를 중간 압력으로 결정하였으며, 냉매의 과열도와 과냉도, 냉매의 증발온도와 응축온도 등은 앞의 열교환기 설계부분에서 언급한 것과 같이 냉방실험과 동일하게 시스템 설계조건을 적용하여 실험하였다.

하천수 열원을 사용하여 5°C, 7.5°C, 10°C, 12°C일 때 시스템의 성능계수는 평균값으로 각각 3.20, 3.34, 3.48, 3.61로 나타났다. 열원의 온도가 높을수록 높은 성능계수를 얻을 수 있음을 알 수 있으며, 시스템 설계조건인 열원의 온도가 5°C일 때 목표 성능계수를 0.3 정도 만족시키지 못하였지만, 10°C의 열원수를 사용한 결과 목표 성능계수를 만족시키는 결과를 얻을 수 있었다.

하천수를 이용한 열공급시스템의 기대효과로는 에너지절약을 통한 CO₂ 발생량 등 환경개선, 전력부하평준화, 저온열원의 활용 등 많은 이점이 있다. 기존의 냉난방시스템에 비하여 이산화탄소의 발생량을 40~60% 정도 줄일 수 있으며, 단위빌딩이나 가정에서 연료를 연소시키지 않기 때문에 청정한 도시 개발이 가능하고 열섬화를 억제하며 질소산화물(NOx)의 생성을 60~80% 정도 줄일 수 있다. 또한, 지역에너지사업 또는 에너지기술적용 시범사업과 연계하여 활용할 경우, 그 효과는 극대화될 것으로 예상돼 사업의 지원 및 금융, 세제상의 지원강화 등의 정책적인 지원이 고려되어야 할 것이다. ㉔