

하천수 열원을 이용한 열펌프시스템 성능평가의 실험적 고찰

김종률, 이영수, 장기창, 이욱현, 라호상, 백영진
 한국에너지기술연구원

Experimental Analysis of Heat Pump System Performance Using River water as a Heat Source

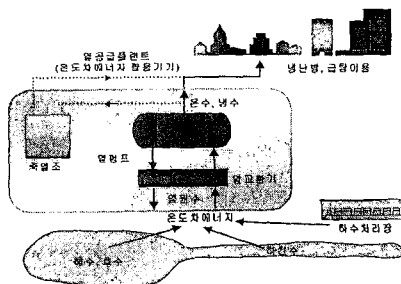
Kim Jong Ryul, Lee Young Soo, Chang Ki Chang, Lee Wook Hyun,
 Ra Ho Sang, Baik Young Jin
 Korea Institute of Energy Research

1. 서론

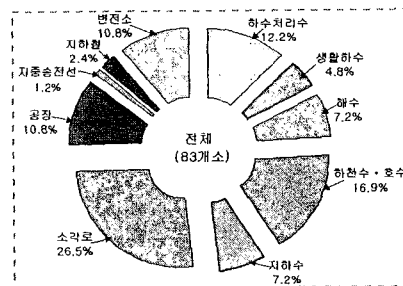
우리나라의 에너지 수요측면에서 살펴보면 가정 및 상업부문은 냉난방, 급탕용 에너지 수요의 급증으로 높은 증가율을 보일 전망이다. 냉난방, 급탕용 에너지수요는 100℃ 미만의 비교적 중저온이며, 이러한 열수요에 대해 수백도에서 천도 이상의 온도를 얻을 수 있는 귀중한 화석연료를 연소시켜 공급하는 것은 에너지와 환경적 측면에서 효율적이지 못하다.

미활용에너지(Unutilized Energy)는 인간이 생활을 영위하거나 산업체의 생산 활동을 위해 사용한 에너지 중 경제적 가치, 이용방법의 한계 등의 이유로 더 이상 사용하지 못하고 자연계로 최종 배출되는 에너지와 자연에너지 중에서 대체에너지 사용 촉진법에서 제외된 에너지의 총칭이며, 이것을 가용에너지로 변환시켜 유효하게 이용하기 위한 기술을 미활용에너지기술이라 한다. 온도차에너지(TDE : Temperature Difference Energy)^(1,2)는 자연에 존재하는 하천수, 해수, 하수 및 지하수 등으로 수온이 통상 하절기에는 대기온도보다 낮고 동절기에는 대기온도 보다 높아 열펌프의 열원으로 일반적으로 사용되고 있는 대기보다 이용이 양호하다.

하천수와 같은 온도차에너지를 열펌프의 열원으로 급탕·난방·냉방 등의 용도에 이용할 수 있고, 대기를 열원으로 한 열펌프 방식이나 기존의 보일러, 냉동기 방식 보다 고효율로 냉난방열을 공급할 수가 있다. 이와 같은 온도차에너지의 이용개념을 [그림 1]에 나타내었다. 대규모 열수요지 근처에 온도차에너지가 존재할 경우 이를 수열원 열펌프의 열원으로 이용하면 지역열공급사업용으로 활용이 가능하다⁽¹⁾. 국내에는 아직 온도차에너지를 이용하는 지역열공급사업이 추진된 실적이 없지만 해외에서는 [그림 2]와 같이 83개소가 보급되어 41.1%를 차지하고 있으며, 이중 하천수와 하수처리수를 이용한 사업은 각각 16.9%와 17.0%를 차지하고 있다.



[그림 1] Application of TDE



[그림 2] Composition of TDE

하천수를 이용한 지역열공급 시스템의 핵심부분인 냉온열을 제조할 수 있는 열펌프의 고성능 및 고효율화 기술이 필요하나 아직 국내에는 이에 대응하는 열펌프 개발이 미흡한 실정이므로 이에 대한 적극적인 기술개발이 필요한 실정이다.

대도시 지역에는 미활용에너지로서 하천수 열에너지가 대량으로 존재하여 부존량 조사결과 연간 192,000Tcal/년이고, 이 열량은 2000년도 국내 총에너지 소비량의 약 9.9%, 가정 및 상업용 에너지소비량의 59%를 차지하는 막대한 양이다. 하천수의 수온은 지역에 따라 다소 차이는 있으나 통상 하절기에는 21~27℃로 대기온도보다 5℃ 정도 낮고, 동절기에는 5~15℃로 대기온도보다 10℃ 정도 높게 나타나 동절기에는 열펌프의 증발기 열원으로, 하절기에는 응축기의 냉각열원 이용하면 공기를 열원으로 한 열펌프에 비해 성적계수가 더 높은 경제적인 특징을 지니고 있다.

냉·난방용 열수요의 대부분은 60℃ 미만으로 비교적 중저온이며, 이러한 열수요에 대해 가스 등 화석연료의 연소에 의해 열을 공급하는 것은 에너지 측면과 환경적 측면에서 모두 불합리하므로 자연열원을 이용한 열펌프를 사용하여 냉난방할 필요가 대두되고 있다. 기후 변화협약 추진과 함께 최근 일본에서는 열공급부문에서의 에너지이용 효율화를 도모하고자 온도차에너지를 이용한 지역냉난방시스템(DHC)의 도입이 도심지역을 중심으로 급증하고 있으며, 일본의 도입실적은 1996년도에 원유환산 3.3만TOE이고 2010년도 도입목표 58만TOE를 달성하기 위해 적극적인 도입을 추진하고 있는 상태이므로 국내에서도 이를 적극적으로 활용할 필요성이 있다.

2. 시스템 구성

하천수열원이용 2단압축 열펌프시스템은 앞의 [그림 1]의 개념도와 같이 냉방시는 하천수를 냉각열원(heat sink)으로 사용하는 단단압축으로, 난방시는 하천수를 열원(heat source)으로 사용하는 2단압축으로 운전되도록 구성하였다.

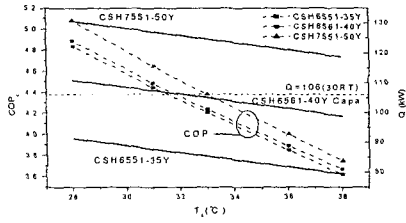
2-1. 압축기

하천수열원이용 열펌프시스템은 냉방시 단단압축, 난방시 2단압축 시스템으로 구성되므로 압축기를 냉/난방 겸용으로 사용할 수 있도록 적절한 압축기를 선정하기 위하여 압축기 형태별, 모델별, 용량별 map data를 작성하였다. [그림 3]은 냉방운전시 일정한 증발온도에서(-2℃) 응축온도에 따른 압축기의 성능을 나타낸 것으로 압축기의 성능(COP)은 35Y에서 50Y로 커질수록 증가하는 현상을 보이고 있으나 본 연구의 목표인 냉방용량 30RT(106kW)를 만족하는 압축기는 CSH6561-40Y이다. 용량이 큰 압축기를 선정하는 것이 시스템 COP 측면에서 유리하나, 전체적으로 시스템이 커지는 결과를 초래하여 과제의 목표에 부합하지 않는다.

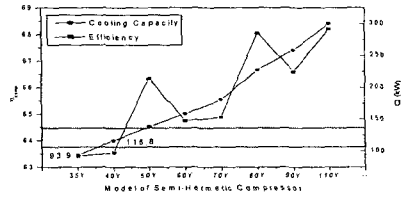
[그림 4]는 난방운전시 압축기 모델별 압축효율과 용량에 관하여 나타내었다. 저단축 압축기는 냉난방 겸용으로 선정되어야 하므로 저단축 증발용량은 냉방운전시 냉방용량에 근접해야 하므로 CSH6561-40Y가 용량측면에서 적절하다는 것을 알 수 있다. 고단축 압축기로 스크류 압축기의 가능성에 대하여 검토한 결과 압축기 효율 자체도 낮은 부분에서 형성되고, 또한 질량유량이 필요 이상으로 커지게 되어 유량에 대한 제어가 필요하다. 원하고자 하는 질량유량으로 제어할 경우 압축기 효율이 감소하기 때문에 고단축 압축기는 동일한 방법을 통하여 왕복동 압축기 FKX50/775K로 선정하였다.

2-2. 열교환기

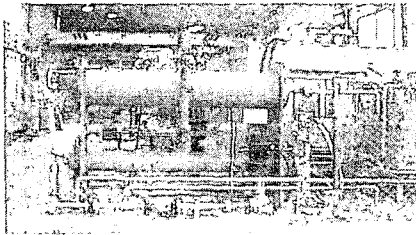
열교환기는 실제 열펌프와 동일하게 냉수와 온수가 열원으로 이용되어 전열관 외측의 냉매로 열전달이 이루어지도록 설계하였으며, [그림 5]와 [그림 6]은 증발 및 응축 전열관의



[그림 3] Performance of each compressor according to condensation temperature



[그림 4] Performance of compressors according to each model



[그림 5] Experimental apparatus of evaporator



[그림 6] Experimental apparatus of condenser

성능실험장치를 나타내고 있다. 증발기는 헬-튜브형으로 전열관 내부로 냉수가 흐르고 외측에서 냉매 R-134a의 풀비등이 일어난다. 비등용기는 동판과 플랜지를 사용하여 기밀에 주의하며 전열관 교체가 용이하도록 밀폐형으로 제작되었으며 전열관의 비등 성능 확인 및 냉매의 수위를 관찰하기 위하여 고압용 유리로 된 관측창을 설치하였다. 증발기/응축기내에는 길이 1,000mm, 외경 15.9mm인 4개의 전열관들이 수평으로 배치된다. 시험부에서 증발한 냉매 증기는 상부에 위치한 응축기에서 응축된 후 시험부 하부로 되돌아오게 된다. 응축기 또한 헬-튜브형 열교환기로 관 내측에는 항온수조로부터 공급되는 냉각수가 흐르고 관 외측의 냉매증기를 응축시킨다. 실험에 사용될 전열관의 외측 형상은 Tuber-E형 및 low fin tube로 제작된 전열관을 사용하였다. 비등/응축시험부의 냉수/냉각수에서 냉매로의 열전달율, 총합열전달계수, 대수평균온도차는 다음과 같은 식으로 계산한다.

$$\dot{Q} = \dot{m} C_{p,cw} (T_{cw,i} - T_{cw,o}) = UA \Delta T_{LM} \quad (1)$$

여기서,

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{ref} - T_{cw,i}) - (T_{ref} - T_{cw,o})}{\ln \left(\frac{T_{ref} - T_{cw,i}}{T_{ref} - T_{cw,o}} \right)} \quad (2)$$

최종적으로 증발 및 응축표면에서의 열전달계수는 다음의 식에서 Wilson Plot법을 통하여 실험적으로 결정된다.

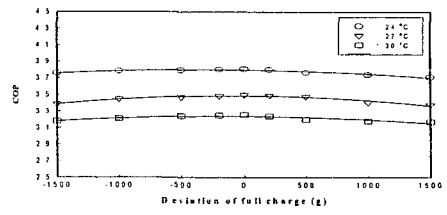
$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (3)$$

벽면온도차와 열전달량의 관계를 나타내는 비등곡선을 작성하고, 최고의 열전달계수를 제공하는 전열관의 형상과 열적조건을 도출하여 설계에 적용하였다.

3. 실험결과 및 고찰

3-1. 시스템 성능 평가

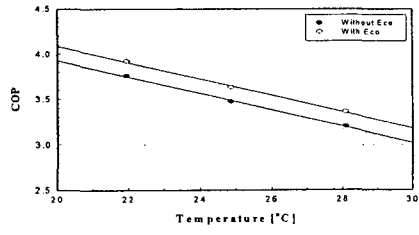
열펌프시스템의 냉매충전량이 많거나 적은 경우 일반적으로 시스템의 성능이 저하되며 제품의 신뢰도를 저하시킬 수 있으므로 최적의 냉매량을 시스템에 충전시키는 것은 매우 중요하다^(3,4). 그러나 열펌프시스템은 다양한 운전조건을 포함하고 있고, 팽창장치의 종류에 따라 최적의 충전량이 변화되므로, 최적 충전량을 설정하는 데 어려움이 있다. 본 연구의 시스템에서 채용하고 있는 전자팽창밸브 시스템의 COP는 [그림 7]에 나타난 바와 같이 응축기 부하 변동에는 매우 민감하게 변화되었으며 냉매 충전량 변화에 대해서는 상대적으로 적은 변화폭을 나타내었다. 응축기 입구에서 2차유체의 온도가 34℃인 경우 충전량 변화에 따른 COP의 최대 변화량은 0.11이었다.



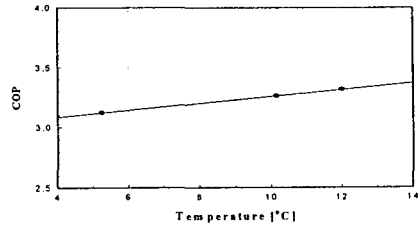
[그림 7] COP according to charge rate

시스템 최적화를 수행하였으므로 설계조건으로 시스템을 먼저 냉방조건으로 운전하여 [그림 8]과 같은 결과를 얻었다. 냉각열원수(heat sink) 온도에 따른 시스템의 성능을 에코노마이저를 사용한 경우와 비교하여 나타내었으며, 에코노마이저 사용으로 COP가 약 0.16 향상되었다. [그림 9]는 난방모드로 전환하여 운전하였을 때 열원수(heat source) 온도에 따른 시스템의 성능을 나타낸 것이며 에코노마이저에 대한 최적화가 이루어지지 않아 에코노마이저를 사용한 실험결과는 생략하였다.

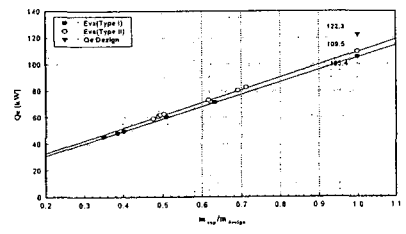
단품에 대한 성능 평가는 단품이 설계와 동일한 성능을 발휘하도록 제작되어 성능을 확보할 수 있는가를 확인하는 것으로 열교환기의 경우 설계시 주어진 전열계수를 시스템 운전에서 얻지 못하는 것은 전열면적을 확보하지 못한 경우, 시스템의 운전상 또는 운전조건외의 문제, 시스템 순환 냉매량 저하로 냉매측 전열계수를 확보하지 못하는 경우 및 관재질의 문제 등을 원인으로 들 수 있다. 증발기의 경우 전열성능의 저하는 증발열량의 감소이므로 시스템의 냉매순환량도 감소하지만 압축기입구의 냉매포화온도를 떨어뜨려 비체적이 높은 냉매 증기를 흡입하게 되어 시스템의 순환 냉매량이 감소한다. [그림 10]은 Type I과 Type II, 2종류의 증발기에 대한 실험결과이며 성능은 각각 설계의 86%, 90%수준이었다. Type I과 Type II의 전열판은 동일하며, 단관의 길이만 차이가 난다. [그림 11]은 난방모드에서의 전열량을 나타낸 것으로 설계용량을 만족하는 수준이다. 전열판에 대한 개발이 병행되고 있



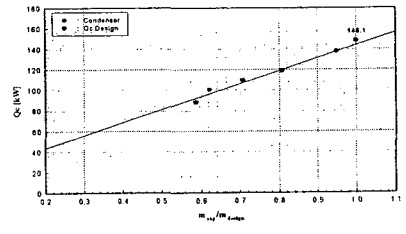
[그림 8] COP according to heat sink temperature in cooling mode



[그림 9] COP according to heat sink temperature in heating mode



[그림 10] Qe in cooling mode



[그림 11] Qc in cooling mode

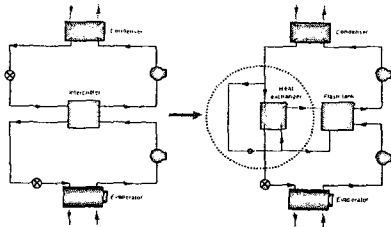
므로, 전열성능이 우수하면서도 콤팩트한 열교환기를 기대할 수 있을 것이다.

3-2. 시스템 성능 향상 방안

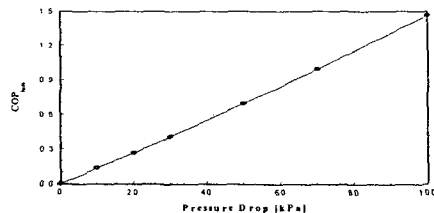
앞서의 시스템성능평가 결과로부터 여러가지 성능향상을 위한 개선사항이 도출되었다. 먼저, 시스템의 최대성능을 만족시키는 최적중간압력이 존재함을 확인하였으며 실제 운전상태에서 이를 구현하기 위한 시스템 제어가 필수적이므로 2단 압축시 시스템의 중간냉각방식을 분리형 중간냉각기를 채용하는 방식으로 변경하여 시스템 자유도를 증가시킴으로써 향상된 제어성을 확보할 수 있도록 하였다. [그림 12]는 시스템의 제어성확보를 위한 분리형 중간냉각방식을 채용한 사이클을 나타낸 것이다.

압축기의 종류 및 시스템의 구성에 따라 다소의 차이는 있지만, 시스템에는 항상 일정량의 냉동기유가 냉매와 함께 시스템을 순환한다. 냉동기유가 계면활성제의 역할을 하므로 일정 중량비까지는 전열성능이 향상되기도 하지만^(5,6), 일반적으로 응축기 및 증발기와 같은 열교환기에서 전열저항으로 작용하므로, ASHRAE STANDARD⁽⁷⁾를 참조하여 냉매를 샘플링하였다. 시스템을 설계조건으로 운전하면서 2회 샘플링하여 냉동기유의 혼합정도는 중량비로 약 2.5%라는 결과를 얻었고, 문헌에 따라 다소 차이는 있지만, 측정된 값은 전열성능저하에 영향을 미치지 않는 것으로 판정되었다.

배관내에서의 압력강하는 압축기가 냉매에 전달한 일을 감소시키는 것은 물론이며, 특히 압축기 입구에서의 압력강하는 흡입냉매증기의 비체적을 증가시키므로 시스템의 성능이 저하된다. 증발기 입구에서 증발기 출구까지에서의 압력강하는 약 29kPa이었으며, 이는 증발기 설계시 허용압력강하수준이다⁽⁸⁾. 증발기출구에서부터 압축기 흡입구까지의 배관에는 유분리기와 어큐뮬레이터 등과 기타 센서가 설치되어 있고 다수의 곡관부로 인해 측정결과 약 40kPa의 압력강하가 발생하였다. 증발기입구에서 압축기 흡입구 사이 구간에서 발생하는 압력강하에 대해서만 현재의 절반수준이 될 경우 약 0.5이상의 성능향상을 기대할 수 있으므로 전체 배관에 대한 최적화를 통하여 더 높은 성능향상을 기대할 수 있다. [그림 13]은 압력강하에 따른 성능손실을 나타낸다.



[그림 12] Intercooler Modification



[그림 13] COP loss by pressure drop

3-3. 기대효과 및 활용방안

하천수를 이용한 열공급시스템 개발연구를 수행함에 따른 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 도시개발이 가능하고 열섬화를 억제하며 질소산화물(NO_x)의 생성을 60~80% 정도 줄일 수 있고, 또한, 지역에너지사업(지방자치단체) 또는 에너지기술적용 시범사업(에너지관리공단)과 연계하여 활용될 경우, 그 효과를 극대화 할 것으로 사료되는 바, 사업의 지원 및 정책적인 지원(금융, 세계상의 지원강화) 등이 고려되어야 할 것이다.

4. 결론

이상의 열펌프 성능평가 실험을 통하여 다음의 결론을 얻었다.

- (1) 시스템 최적화를 통하여 최적의 냉매충전량을 확인하였으며, 충전량이 최적에서 벗어나더라도 COP 감소폭은 일반적인 온도팽창식 팽창장치보다 작게 나타났다.
- (2) 냉방운전시 냉각열원(heat sink) 온도가 낮을수록 높은 성능을 나타내었으며, 에코노마이저를 사용하여 0.16의 성능향상을 얻을 수 있었다.
- (3) 열교환기는 증발기가 설계수준의 약 90%, 응축기가 설계수준의 약 97% 수준이며, 전 열관에 대한 연구가 진행중이므로 고성능 및 고효율화를 기대할 수 있다.
- (4) 열교환기(증발기)에서의 압력강하는 29kPa, 증발기출구에서 압축기 흡입구까지 40kPa의 압력강하가 발생하여 시스템 성능저하의 원인이 되었다.
- (5) 2단 압축시 시스템의 중간냉각방식을 분리형 중간냉각기를 채용하여 시스템 자유도를 증가시켜 향상된 제어성을 확보하였다.
- (6) 냉매와 함께 시스템을 순환하는 냉동기유의 중량비로 약 2.5%이며 이로 인한 시스템 성능저하는 없었다.
- (7) 배관라인의 최적화를 통하여 압력강하를 현재의 절반 수준으로 줄이면 0.5이상의 COP 향상을 기대할 수 있을 것이다.

5. 후기

본 연구는 과학기술부의 21세기 프론티어 연구개발사업인 이산화탄소 저감 및 처리기술 개발 사업단(과제번호 : CB1-101)의 지원에 의하여 수행되었으며 이에 감사드립니다.

6. 참고문헌

1. 이영수 외, “온도차에너지를 이용한 지역냉난방기술”, 지역난방기술, Vol. 8, pp. 126-142 (2002)
2. 이영수 외, 온도차에너지를 이용한 지역열공급 기술분석, 대한설비공학회2002 하계학술발표회 논문집, pp. 414-419 (2002)
3. J. M. Choi, Y. Kim, H. Y. Kim, “A generalized correlation for refrigerant mass flow rate through adiabatic capillary tubes”, Int. J. of Refrigeration, Vol. 26, pp. 881-888 (2003)
4. J. M. Choi, Y. Kim, J. T. Chung, “An empirical correlation and rating charts for the performance of adiabatic capillary tubes with alternative refrigerants”, Applied Thermal Engineering, Vol. 24, No. 1, pp. 29-41 (2004)
5. J. K. Kang, “Evaporation heat transfer and pressure drop of HFC-134a PAG oil mixtures in a ribbed flat channel for plate/fin type evaporator”, Ph. D. thesis, Pukyong Univ., pp. 90-99 (1995)
6. C. Y. “Jung, Influence of refrigeration oil on evaporation heat transfer of R-134a in a horizontal micro-fin tube, MS thesis”, Pukyong Univ., pp. 25-32 (1995)
7. ASHRAE, ANSI/ASHRAE STANDARD 41.1, pp. 1-4 (1984)
8. Technology of refrigeration and air conditioning, Korea Association of Air Conditioning Refrigeration and Sanitary Engineering, pp.51-52 (2001)