

해수열원 히트펌프의 연간 난방 운전 성능 모사

장기창

한국에너지기술연구원 열에너지변환연구실
(kcchang@kier.re.kr)

서론

에너지 및 환경 문제에 대처하기 위하여 우리 정부에서는 신에너지 및 재생에너지 개발·이용·보급 촉진법을 마련하여 정책적인 지원을 아끼지 않는 등 신에너지 및 재생에너지의 기술개발·이용·보급촉진과 관련 산업의 활성화를 위해 다각적인 노력을 기울이고 있다. 이와 관련하여, 최근에는 지열, 태양열, 해양온도차 등 저온성 재생에너지원이 부각되면서 이들을 이용하여 전기에너지를 얻거나, 냉난방 목적으로 사용하려는 시도가 꾸준히 이루어지고 있다.

이 중 해수 열에너지는 온도의 계절변동이 하천수에 비해 적고 동결 온도가 약 -2°C 로서 하천수보다 낮으며, 냉·난방 시 대기와 $5\sim 10^{\circ}\text{C}$ 정도의 온도차를 가지고 있으므로(여름에는 대기보다 $5\sim 10^{\circ}\text{C}$ 낮고 겨울에는 대기보다 $5\sim 8^{\circ}\text{C}$ 높음), 히트펌프의 열원으로서 아주 우수한 특성을 가지고 있다. 삼면이 바다인 우리나라의 경우, 이용 가능한 해수 열에너지의 부존량은 유효 해안선 1 km당 약 7,000 Gcal/month인데, 이는 해안선 1 km당

5,000여 세대의 아파트를 난방할 수 있는 막대한 열량에 해당한다.

이러한 장점 때문에, 북유럽의 스웨덴, 노르웨이 등에서는 1982년부터 해수열원기기를 지역난방용으로 이용하고 있다. 스웨덴의 경우 $1.5\sim 2^{\circ}\text{C}$ 의 해수를 이용, 1 MW 이상급의 히트펌프 플랜트가 다수 운전되고 있으며, 노르웨이에서는 $4\sim 7^{\circ}\text{C}$ 의 해수를 열원으로 약 15 km에 달하는 지역의 난방에 해수열원 히트펌프를 사용하고 있다. 가까운 일본에서도 1993년부터 후쿠오카의 Seaside Momochi 지구를 비롯한 오오사카의 남향 Cosmo Area, 다카마츠시 Sunport 다카마츠지구 등에서 지역 냉난방용으로 해수열원을 이용하고 있다.

한편, 해양심층수는 저온성, 청정성, 미네랄성 및 부영양성 등을 가지고 있는 가용량이 거의 무한한 환경친화적 자원으로, 연중 2°C 이하를 유지하므로 매우 우수한 냉방 열원으로 활용이 가능하다.

본 연구에서는 향후 개발할 중규모 이상의 시스템 설계를 위한 기초 연구로서, 해수 열원을 이용한 스크류식히트펌프의 연간 난방 운전 성능을 모사 및 고찰하였다.

모델링 및 시뮬레이션

본 연구에서 고려하고 있는 해수열원 히트펌프 시스템의 개략도는 그림 1과 같다. 시스템은 크게 해수의 열을 히트펌프로 전달하기 위한 해수 열교환기, 그리고 압축기, 응축기, 팽창밸브 및 증발기로 구성되어 온수를 생산하는 히트펌프로 구성되어 있다.

시스템의 작동원리는 다음과 같다. 우선 열원이 되는 해수는 바다로부터 $T_{sea, inlet}$ 온도로 해수 열교환기로 유입된다. 유입된 해수는 해수 열교환기와 히트펌프의 증발기 사이를 순환하는 브라인의 온도를 $T_{brine, low}$ 로부터 $T_{brine, high}$ 로 가열한 후 $T_{sea, exit}$ 의 온도로 다시 바다로 방출된다. 해수 열교환기에서 $T_{brine, high}$ 로 가열된 브라인은 히트펌프의 증발기 내에서 냉매를 증발시키면서 $T_{brine, low}$ 로 냉각된 다음, 다시 해수 열교환기로 유입되는 순환과정을 반복한다. 한편, 히트펌프의 증발기 내에서 브라인으로부터 열을 받아 증발된 냉매는 압축기를 통해 고온 고압 상태로 된 다음 응축기로 유입된다. 응축기로 유입된 냉매는 T_R 온도로 부하 측으로부터 돌아온 리턴수를 T_S 온도로 가열시키면서 응축되고, 다음 팽창밸브를 지나 다시 증발기로 유입되는 순

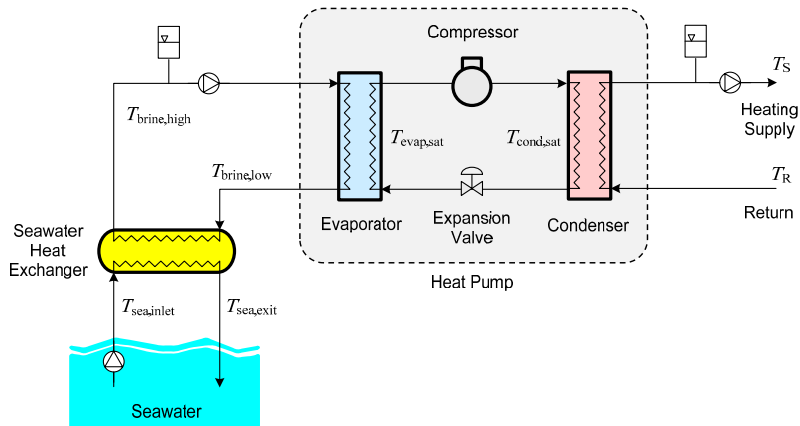
환과정을 반복한다. 응축기에서 가열되어 T_S 온도로 부하 측으로 공급된 온수는 부하 측에 난방열을 공급한 후 T_R 의 온도로 환수되며, 다시 응축기로 유입되는 순환과정을 반복한다.

이상과 같은 시스템에 대하여, 시뮬레이션을 위한 최대 부하용량은 3.5 MW로 하였으며, 외기 온도 데이터로 강릉 지방의 TMY2(Typical Meteorological Year)2 자료를 이용하였다.

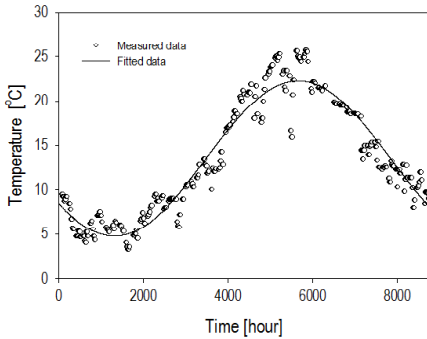
히트펌프의 열원이 되는 해수(표층수)의 온도는 해양수산 연구정보 포털(<http://portal.nfrdi.re.kr>)에서 제공한 주문진 지역의 2010년 연간 일별 실측 데이터 240개를 이용, 시간(1~8760)의 함수로 곡선 적합식 (1)로부터 계산하였다. 그림 2는 해수 온도의 실측값과 곡선 적합 결과를 서로 비교하여 나타낸 것이며, 곡선 적합 상관식의 $R^2=0.9287$ 이다.

$$T_{sea, inlet} = 13.5422 + 8.7710 \cdot \sin(2\pi \cdot time / 8696.6898 + 3.7663) \quad (1)$$

3.5 MW의 난방 최대 부하는 강릉지역 겨울철 TAC 2.5% 온도인 -2.4°C ¹⁾ 및 이 이하의 외기 온도 조건에서 발생한다고 가정하였다. 또한, 난방부하는 30평대 지역난방 아파트의 회귀분석 데이터를



[그림 1] 해수열원 히트펌프 시스템의 개략도



[그림 2] 해수 온도의 연간 실측값과 곡선 접합 결과의 비교

이용, 22.8°C 이상의 외기 온도 조건에서 0(zero)이 된다고 가정하였으며, 외기 온도 -2.4°C~22.8°C 조건에서는 난방부하가 외기 온도에 선형적으로 의존한다고 가정하였다.²⁾ 즉, 외기 온도 -2.4°C~22.8°C 조건에서의 난방부하율(Part Load Ratio, PLR, 0~1)은 식 (2)와 같은 관계식을 갖는다고 가정하였다.

$$PLR = -1/25.2 \cdot T_{amb} + 0.905 \quad (2)$$

히트펌프의 열원으로 사용되는 해수의 인입 온도($T_{sea, inlet}$) 및 방출 온도($T_{sea, exit}$)의 차 및 해수의 열을 히트펌프의 증발기로 전달하는 해수 열교환기 내 해수와 브라인 사이의 대수평균온도차는 각각 3°C로 가정하였는데, 이는 일본 후쿠오카 Seaside Momochi 지구 해수열 이용 열공급 플랜트의 동계 해수 온도차가 3.5°C³⁾, 일본 오사카 남향 Cosmosquare 지역의 해수열 이용 열공급 플랜트의 동계 해수 온도차 및 해수 열교환기 내 대수평균온도차가 각각 2°C 및 1.8°C⁴⁾, 그리고 스웨덴 스톡홀름의 로브스텐 해수열 이용 열공급 플랜트의 동계 해수 온도차가 2°C⁵⁾ 임을 참조하여 정한 값이다.

온열을 생산하는 히트펌프 유닛의 성능은 전부하 성능과 부분부하 성능으로 나타낼 수 있다. 우선 히트펌프 유닛의 전부하 성능은 상용 HFC-134a

스크류압축기(Bitzer compact screw CSH8553-110Y with economizer)의 성능 데이터⁶⁾를 이용하여 냉매의 증발온도($T_{evap, sat, x}$) 및 응축온도($T_{cond, sat, y}$)의 함수로 식 (3)과 같이 나타내었다.

$$COP = c_1 + c_2x + c_3y + c_4x^2 + c_5xy + c_6y^2 + c_7x^3 + c_8x^2y + c_9xy^2 + c_{10}y^3 \quad (3)$$

$$\begin{aligned} c_1 &= 10.9116, c_2 = 0.2812, \\ c_3 &= -0.2380, c_4 = 2.1793e-3, \\ c_5 &= -4.9157e-3, c_6 = 1.8615e-3, \\ c_7 &= 1.4997e-6, c_8 = -2.4266e-5, \\ c_9 &= 2.3262e-5, c_{10} = -5.5257e-6 \end{aligned}$$

히트펌프의 증발온도 및 응축온도는 일반적인 상용 공조용 열교환기 내 두 유체 간의 최소 온도차가 5~10°C임을 감안하여 결정하였다. 히트펌프 증발기 내 냉매의 증발온도($T_{evap, sat}$)는 해수 열교환기 와 증발기 사이를 순환하는 브라인의 해수 열교환기 입구 온도 $T_{brine, low}$ 보다 5°C 낮게 형성된다고 가정하였다. 또한, 히트펌프 응축기 내 냉매의 응축온도($T_{cond, sat}$)는 온수 공급(생산) 온도 T_s 보다 5°C 높게 형성된다고 가정하였다. 이때, 실제 지역난방 열공급 시스템의 외기 보상 제어 운전 특성을 고려하여, 온수 공급(생산) 온도 T_s 가 식 (4)와 같이 난방부하율(Part Load Ratio, PLR)에 따라 45°C(0%)~60°C(100%)로 선형적인 변화를 가정하였다.

$$T_s = 15 \cdot (PLR + 3) \quad (4)$$

히트펌프 유닛의 부분부하 성능은 $0.25 \leq PLR < 1$ 조건과 $PLR < 0.25$ 조건에 따라 다르게 표현된다. 우선 $0.25 \leq PLR < 1$ 조건에서는 Stoecker의 부분부하 성능곡선⁷⁾에 따르는 것으로 가정하여, 식 (5)와 같은 부하율(Part Load Ratio, PLR)-부분부하 효율(Part Load Efficiency, PLE) 관계식을 만족시킨다고

생각하였다.

$$PLE = -1.7601e-3 + 3.5240 \cdot PLR - 4.4547 \cdot PLR^2 + 1.9348 \cdot PLR^3 \quad (5)$$

이 때의 난방 성능 계수는 전부하 난방 성능 계수(COP)에 부분부하 효율(PLE)을 곱한 값으로 식 (6)과 같이 표현할 수 있다.

$$COP_{part\ load} = PLE \cdot COP \quad (6)$$

한편, 스크류압축기를 적용한 시스템의 최소 운전 부하율은 일반적으로 25%이며, 이 이하의 부하율에서는 단속운전(on-off)을 하게 된다. 즉, $PLR < 0.25$ 조건에서는 25%의 부하율 조건에서의 부분부하 효율(PLE)과 식 (7)과 같이 정의된 단속(on-off) 운전에 의한 성능 저하 계수 C_D ⁸⁾를 고려하여 식 (8)과 같이 난방 성능 계수를 표현할 수 있다. 식 (7)에서 LF는 25%의 부하율로 운전(on)되는 시간과 정지(off) 시간의 합에 대한 운전(on) 시간의 비율을 의미한다.

$$C_D = (-0.13 \cdot LF) + 1.13 \quad (7)$$

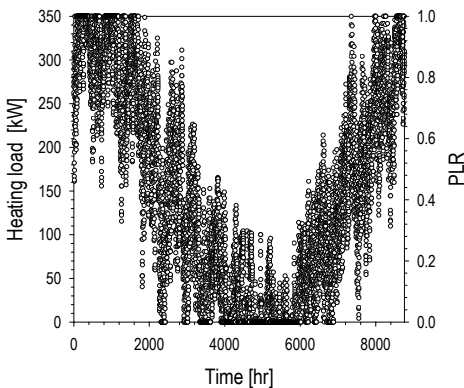
$$COP_{PLR < 0.25} = PLE_{PLR = 0.25} / C_D \cdot COP \quad (8)$$

이상과 같이, 해수 온도 및 외기 온도가 주어지면 히트펌프 유닛의 성능 계수 COP를 계산할 수 있고, 이 값에 1을 더하여 히트펌프 유닛의 난방 성능 계수 COP_H 를 결정한다.

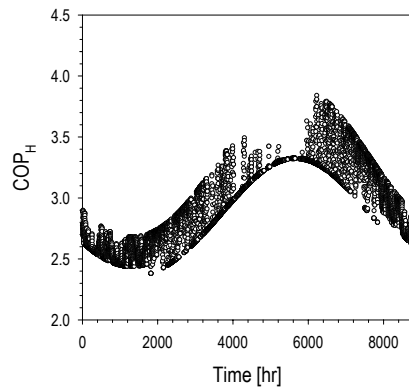
결과 및 고찰

전술한 바와 같은 강릉 지역의 연간 난방부하율(PLR) 분포 및 시간 변화에 따른 부하율 변화는 **그림 3**과 같다. 연중 90% 이상의 부하율은 1,097 시간, 즉, 12.5%의 기간에 해당되며, 나머지 87.5%의 기간 동안에는 90% 이하의 부하율로 운전된다. 관련하여, 연평균 난방부하율(PLR)은 42.4%였다.

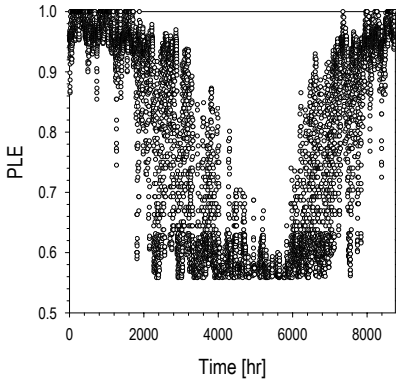
그림 4는 시간 변화에 따른 히트펌프 유닛의 연간 난방 성능 계수(COP_H) 변화이다. 운전기간 동안의 히트펌프 난방 성능 계수는 2.38~3.84의 범위에서 변화하며, 연평균 값은 2.79였다. 계절별 특징을 살펴보면, 동계에는 해수 온도가 낮아 히트펌프의 증발온도가 낮고 부하가 크므로 히트펌프의 응축온도가 높아 성능 계수가 낮다. 반면, 하계에는 해수 온도가 높아 증발온도가 높고 작은 부하로 인해 응축온도가 낮으므로, 성능 계수 향상 요인으로 작용한다. 그러나 **그림 3**과 **그림 5**에 나타난 바와 같이, 하계에는 낮은 부하율(PLR)에 의해 부



[그림 3] 시간 변화에 따른 연간 난방부하 및 부하율(PLR) 변화



[그림 4] 시간 변화에 따른 연간 난방 성능 계수(COP_H) 변화



[그림 5] 시간 변화에 따른 연간 부분부하 효율(PLE) 변화

부분부하 효율(PLE)이 저하하므로, 매우 높은 온도의 해수를 열원으로 이용함에도 불구하고 성능 계수의 향상은 제한적이다. 관련하여, 운전기간 동안의 히트펌프 부분부하 효율(PLE)은 55.8~100%의 범위에서 변화하며, 연평균 값은 81.5%였다.

결론

본 연구에서는 해수열원을 이용한 히트펌프의 연간 난방 운전 성능을 조사하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 난방부하 특성 분석결과, 연평균 난방부하율은 42.4%였다. 1년중 7,663 시간, 즉, 87.5%의 기간 동안에는 90% 이하의 부하율로 운전된다.
- (2) 운전기간 동안의 히트펌프 난방 성능 계수는 2.38~3.84의 범위에서 변화하며, 연평균 값은 2.79였다. 하계의 높은 해수 온도는 성능 계수 향상 요인으로 작용한다. 그러나, 낮은

부하율(PLR)에 의해 부분부하 효율(PLE)이 저하하므로, 매우 높은 온도의 해수를 열원으로 이용함에도 불구하고 성능계수의 향상은 제한적이다. 관련하여 운전기간 동안의 연평균 히트펌프 부분부하 효율은 81.5%였다.

- (3) 그러므로, 연간 난방 성능 계수의 향상을 위해서는 부분부하 효율 향상을 위한 전략이 필요하다.

참고문헌

1. 김환용, 이정재, 2007, 냉·난방부하계산을 위한 전국 17개 도시의 표준기상데이터 및 TAC 맵 작성, 대한건축학회지 Vol. 23, No. 9, pp. 197-204.
2. 김성민, 정광섭, 박영철, 김연홍, 김상호, 2007, 지역난방을 사용하는 공동주택의 난방열 사용 실태 분석에 관한 연구, 대한설비공학회 하계학술발표회 논문집, pp. 892-8.
3. 박준택, 2003, 해외 미활용 에너지 이용사례(II), 설비:공조·냉동·위생, Vol. 20, No. 12, pp. 87-92.
4. 박준택, 2004, 해외 미활용 에너지 이용사례(IV), 설비:공조·냉동·위생, Vol. 21, No. 2, pp. 90-94.
5. 박준택, 2004, 해외 미활용 에너지 이용사례(X), 설비:공조·냉동·위생, Vol. 21, No. 8, pp. 87-94.
6. www.bitzer.de.
7. Wilbert, F. Stoecker, 1998, Industrial Refrigeration Handbook, McGraw-Hill, USA.
8. AHRI, 2009 Standard for Performance Rating of Variable Refrigerant Flow (VRF) Multi-Split Air-Conditioning and Heat Pump Equipment. 