예열응축기를 이용한 히트펌프 온수시스템의 성능 향상 효과
Performance of an Advanced Heat Pump Water Heater with Pre-Condenser

유영선*	김영중*	강금춘*	백 이*	윤진하*	이건중*
정회원	정회원	정회원	정회원	정회원	정회원
Y.S.Ryou	Y.J.Kim	G.C.Kang	Y.Paek	J.H.Yun	G.J.Lee

1. 서론

우리 나라에서 시설농업이나 축사 등에 사용되는 온수시스템은 주로 화석에너지를 연료로 하는 보일러가 대부분을 차지하고 있어 생산비중 연료비의 지출이 크게 증가하고 있다. 최근에는 심야전기 온수기의 보급이 증가하고 있는 추세이나 전기설비용량이 크고 대용량의 축열탱크 등이 필요하기 때문에 초기 투자비용의 지출이 과다하며 이용시간의 제약 등으로 인하여 경제성에 있어서 재검토가 필요한 실정이다.

심야전기 보다는 가격이 높지만 24시간 이용이 가능한 농업용 전기는 현재 100kW까지 설비가 가능하며, 이를 히트펌프와 연계하여 사용한다면 심야전기와 비교할 때 2배이상의 온수를 얻을 수 있기 때문에 앞으로 농업에 이용되는 온수시스템을 대체할 수 있는 경제적인 방법이라 판단된다.

히트펌프 온수기는 미국, 일본 등 비교적 전기가 풍부한 지역에서 에너지 효율을 높일 목적으로 개발되어 농업분야 뿐만 아니라 일반 산업분야에 널리 보급되고 있으며, 전기사용량을 기준으로 5.0kW이하 소형의 히트펌프 온수기는 가정용으로 보급되어 겨울철에는 온수공급에 이용하고, 여름철에는 냉방기로 이용하므로서 기계이용율을 크게 높여 경제성을 확보하고 있다.

히트펌프 온수기는 기본적으로 전기사용량의 3배에 달하는 30~50℃의 온수를 생산할 수 있기 때문에 산업 전분야에 걸쳐 적용이 가능하며, 현재의 연구방향은 구조의 단순화를 통한 경제성의 확보와 공기를 열원으로 하는 경우 0℃ 이하의 저온에서도 안정적으로 온수를 생산할 수 있는 기술의 개발에 초점이 맞추어져 있다. 또한 다목적으로 이용할 수 있도록 온수의 온도와 유량을 조절할 수 있는 방법이 개발된다면 현재 이용하고 있는 석유보일러의 대부분은 전기를 이용하는 히트펌프 온수기로 대체될 가능성이 높다.

이와 같은 가능성을 가지고 본 연구에서는 공기열원 히트펌프 온수기를 개발하고자 하였으며, 현재까지의 연구결과는 다음과 같다.

---

* 농업기계화연구소 농업에너지연구실

2. 재료 및 방법

본 연구에서 개발한 히트펌프 온수기는 증발기측의 열원으로 공기를 이용하였으며, 물탱크와 응축기 사이에 재순환 회로를 도입하여 온수의 온도와 유량을 이용목적에 적합하게 조절할 수 있도록 하였다. 또한 그림 1에서 보는 바와 같이 응축기의 구조를 2원화 하여 예열응축기와 고온응축기로 분리하므로서 물탱크내에 항상 일정한 양의 예열된 온수를 저장하여 순간 온수기능을 구비하도록 하였다.

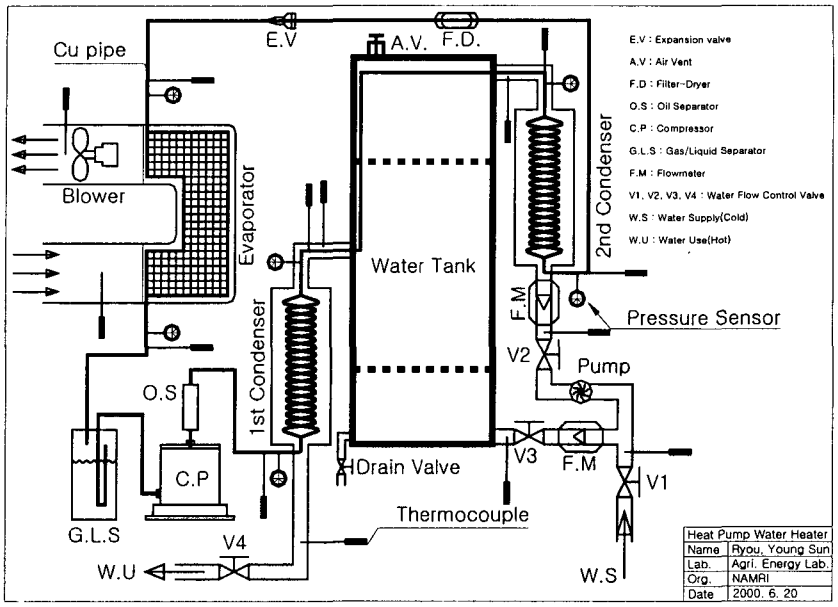

Fig. 1 Heat pump water heater with dual condenser.

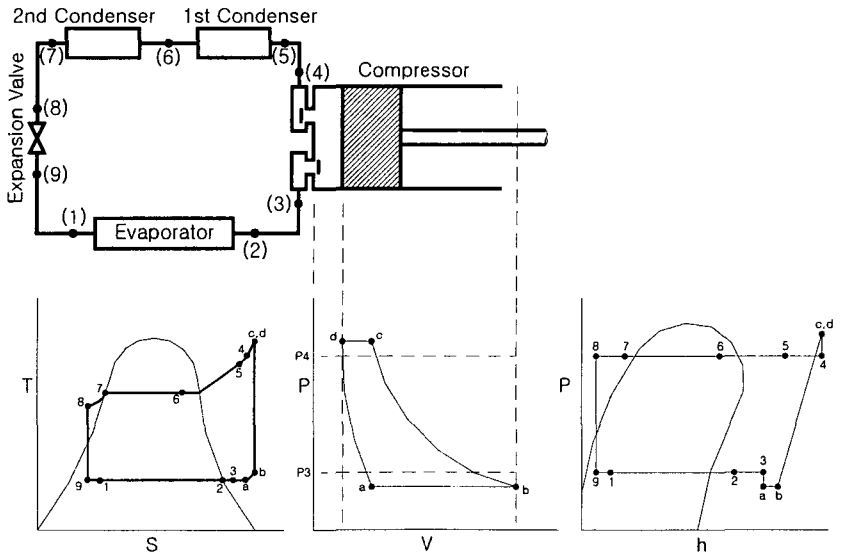

Fig. 2 T-S, P-V and P-h diagram of refrigerant(R22) in heat pump circuit.

그림 2는 본 연구에서 개발한 히트펌프 온수기의 회로내에서 컴프레서, 응축기, 팽창밸브 증발기를 순환하면서 열을 이동시키는 열매체인 냉매(R22)의 상태변화를 도식화 한 증발 단열팽창, 압축 및 응축과정의 T-S, P-V, P-h선도로서 열의 이동과정 중에 나타나는 냉매의 상태변화를 가시적으로 표현한 것이다. 이와 같은 선도를 이용하여 증발기와 응축기내에서 변화하는 냉매의 상태변화를 예측할 수 있으며, 또한 증발기와 응축기의 최적설계를 위한 기초자료로 이용하여 시스템의 효율 향상을 도모할 수 있다.

3. 결과 및 고찰

가. 증발기 설계

공기열원 히트펌프에서 열을 흡수하는 증발기의 설계를 위해서는 그림 3에서 보는 바와 같이 증발기내에서 이루어지는 냉매의 상태변화를 2상유동부과 과열증기부로 분리하여 열유동 현상을 해석해야 하며, 증발기측의 열전달 현상은 다음의 식 (1), (2)로 해석이 가능하다.

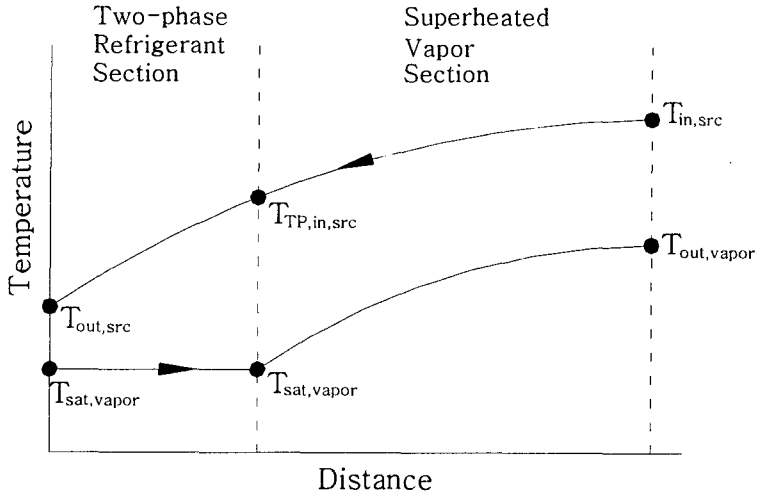

Fig. 3 Phase variation of fluids on evaporator.

$$q_{eva} = q_{TP,eva} + q_{vapor,eva}$$

$$q_{TP,eva} = \dot{m}_r (H_{sat,vapor} - H_{in,eva}) = \dot{m}_{src,eva} C_{Psrc,TP} (T_{TP,in,src} - T_{out,src})$$

$$= U_{TP,eva} A_{TP,eva} \Delta T_{LM,TP,eva} \quad \text{---------- (1)}$$

$$q_{vapor,eva} = \dot{m}_r (H_{out,eva} - H_{sat,vapor}) = \dot{m}_{src,eva} C_{Psrc,vapor} (T_{in,src} - T_{TP,in,src})$$

$$= U_{vapor,eva} A_{vapor,eva} \Delta T_{LM,vapor,eva}$$

$$A_{eva} = A_{TP,eva} + A_{vapor,eva}$$

$$A_{TP,eva} = \frac{q_{TP,eva}}{U_{TP,eva} \Delta T_{LM,TP,eva}} \quad \text{---------- (2)}$$

$$A_{vapor,eva} = \frac{q_{vapor,eva}}{U_{vapor,eva} \Delta T_{LM,vapor,eva}}$$

나. 응축기 설계

증발기와 달리 응축기에서는 그림 4에서 보는 바와 같이 과열증기부, 2상유동부와 과냉액체부로 분리하여 해석할 수 있으며, 이와 같은 열전달 현상을 해석하기 위하여 다음과 같이 열평형 방정식을 정립하였으며, 이를 기초로 시뮬레이션을 수행하여 응축기의 최적설계에 활용하였다.

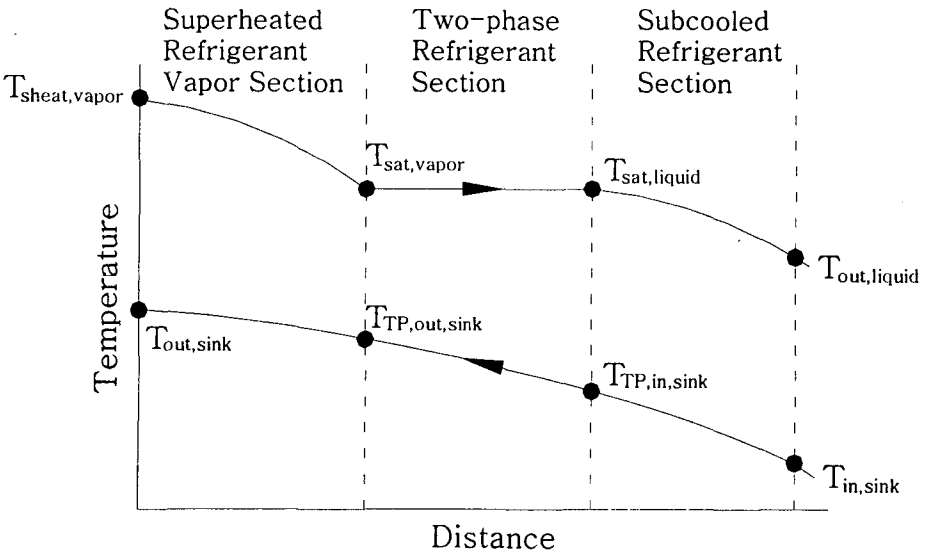

Fig. 4 Phase variation of fluids on condenser.

$$
\begin{aligned}
q_{cond} &= q_{vapor,cond} + q_{TP,cond} + q_{liquid,cond} \\
q_{vapor,cond} &= \dot{m}_r (H_{sheat,vapor} - H_{sat,vapor}) \\
&= \dot{m}_{src,cond} C_{Psink,vapor} (T_{out,sink} - T_{TP,out,sink}) \\
&= U_{vapor,cond} A_{vapor,cond} \Delta T_{LM,vapor,cond} \\
q_{TP,cond} &= \dot{m}_r (H_{sat,vapor} - H_{sat,liquid}) \\
&= \dot{m}_{src,cond} C_{Psink,TP} (T_{TP,out,sink} - T_{TP,in,src}) \\
&= U_{TP,cond} A_{TP,cond} \Delta T_{LM,TP,cond} \\
q_{liquid,cond} &= \dot{m}_r (H_{sat,liquid} - H_{out,liquid}) \\
&= \dot{m}_{src,cond} C_{Psink,liquid} (T_{TP,in,sink} - T_{in,sink}) \\
&= U_{liquid,cond} A_{liquid,cond} \Delta T_{LM,liquid,cond}
\end{aligned}
\qquad \text{---------- (3)}
$$

$$
\begin{aligned}
A_{cond} &= A_{vapor,cond} + A_{TP,cond} + A_{liquid,cond} \\
A_{vapor,cond} &= \frac{q_{vapor,cond}}{U_{vapor,cond} \Delta T_{LM,vapor,cond}} \\
A_{TP,cond} &= \frac{q_{TP,cond}}{U_{TP,cond} \Delta T_{LM,TP,cond}} \\
A_{liquid,cond} &= \frac{q_{liquid,cond}}{U_{liquid,cond} \Delta T_{LM,liquid,cond}}
\end{aligned}
\qquad \text{---------- (4)}
$$

다. 재순환 밸브의 개폐도에 따른 토출수 유량 및 온도 변화

본 연구에서 개발한 히트펌프 온수시스템은 시스템의 성능향상과 순간온수기능을 부여하기 위하여 2차응축기에서 예열한 후 물탱크내에 저장된 온수의 일부를 재순환 시킬 수 있는 구조로 설계되었으며, 실험 결과 그림 5에서 보는 바와 같이 재순환 밸브의 개폐율이 0~100%까지 증가함에 따라 토출되는 물의 온도는 30℃에서 45℃까지 곡선적으로 증가하는 경향을 보였다. 이때 토출되는 온수의 양은 밸브의 개폐율이 증가함에 따라 1차함수의 형태로 감소하였으며, 개폐율 0%일 때에는 2,400ℓ/hr였고 100%일 때는 700ℓ/hr였다.

이와 같이 재순환 밸브의 개폐율을 조정하여 토출되는 온수의 양과 온도를 이용목적에 적합한 수준으로 간편하게 변화시킴으로서 기존의 온수시스템에서 단점으로 지적되고 있는 가열된 온수에 냉수를 혼합하여 이용목적에 적합한 온도로 조절하는 방식을 탈피할 수 있게 되었다.

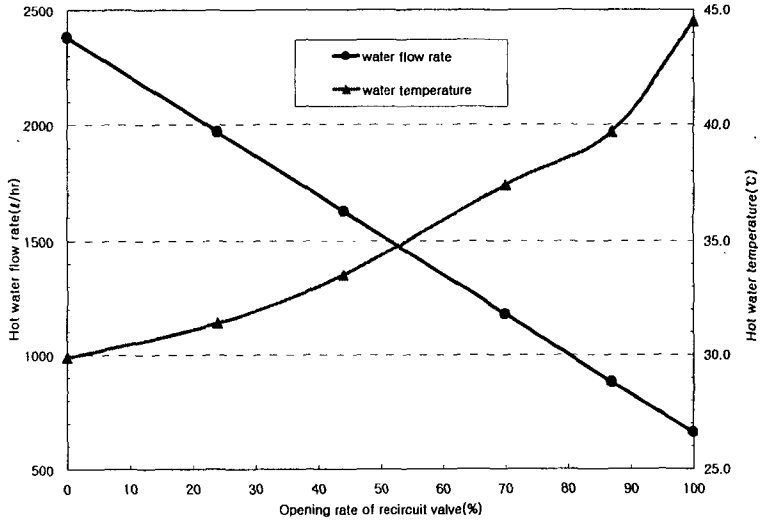

Fig. 5 Variation of water temperature and fluid rate by opening rate of recircuit valve.

다. 유량별 투입에너지 및 성능계수

그림 6, 7에서 보는 바와 같이 물의 유량을 변화시켜 가며 히트펌프 온수시스템의 성능시험을 수행한 결과 유량변화에 따른 전기소모량의 변화는 거의 없는 것으로 나타났으나, 응축기로부터의 토출열량은 유량이 600ℓ/hr인 경우에는 14,000kcal/hr였으며, 유량이 1,500ℓ/hr까지 증가하는 경우에는 토출열량이 16,000kcal/hr까지 증가하였으나 그 이후에는 유량이 증가하여도 토출열량은 거의 일정한 경향을 나타내었다.

이와 같은 연구결과로 보아 본 연구에서 설계제작한 히트펌프의 최대토출열량은 16,000 kcal/hr였으며, 최적유량은 1,200~1,500ℓ/hr인 것으로 판단된다.

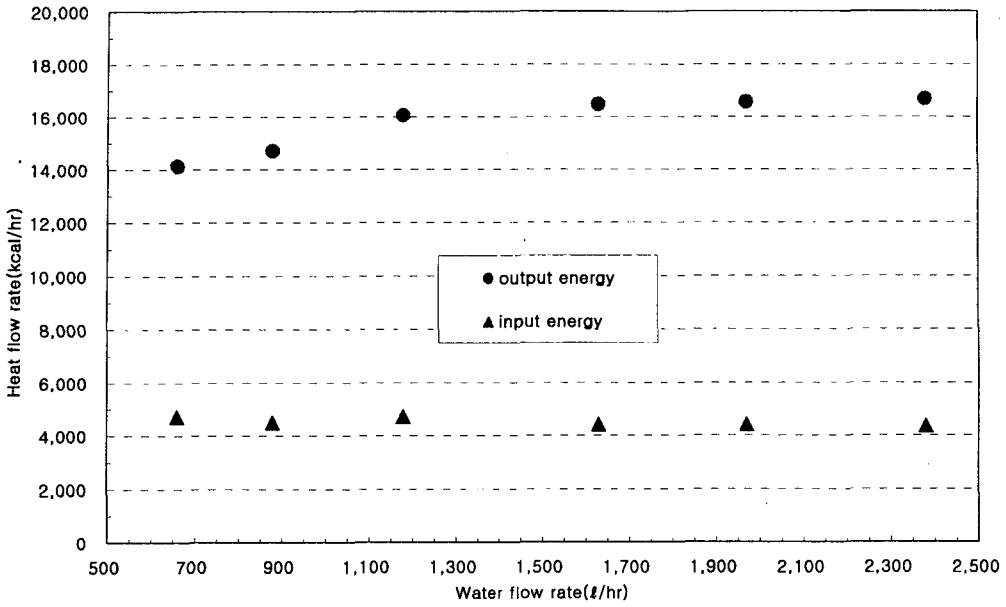

Fig. 6 Variation of input and output energy by water flow rate.

유량의 변화에 따른 히트펌프 온수시스템의 성능계수는 그림 7에서 보는 바와 같이 3.0~3.8로 나타났으며, 물의 유량이 증가함에 따라 로그함수의 형태로 약간 증가하는 경향을 보였다.

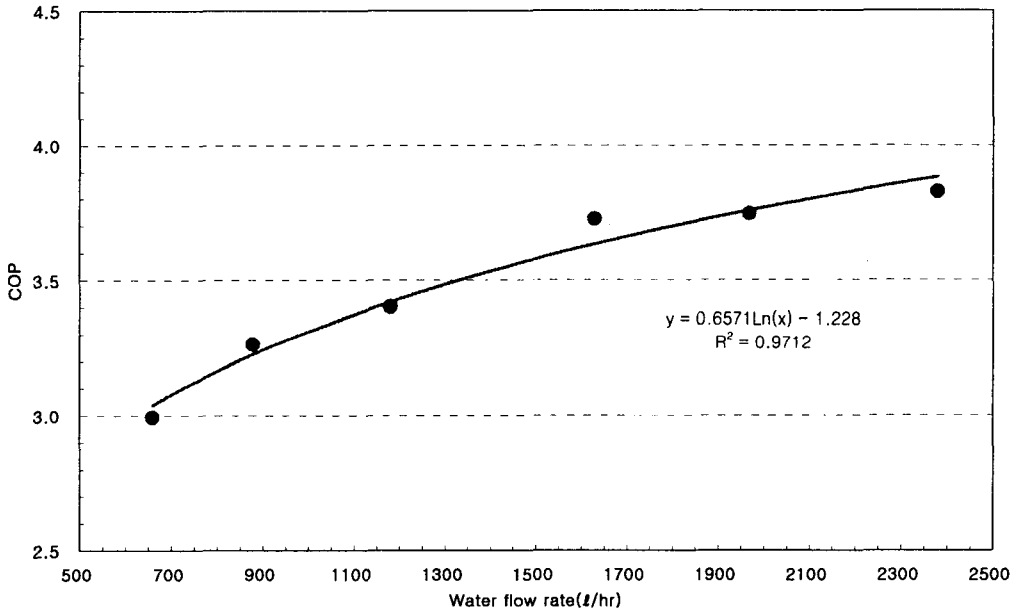

Fig. 7 COP variation of heat pump water heater.

4. 요약 및 결론

현재 이용되고 있는 석유보일러를 대체할 수 있는 하나의 수단으로 히트펌프 온수기는 에너지 효율과 경제성에 있어서 충분한 가능성이 있는 시스템으로 고려되고 있으며, 본 연구에서는 다목적 고효율 히트펌프 온수시스템의 개발을 위하여 예열 응축기와 온수재순환 밸브를 부착한 히트펌프 온수기를 설계 제작하였으며, 현재까지 수행한 연구결과를 요약하면 다음과 같다.

가. 히트펌프 온수 시스템의 증발기 및 응축기의 지배방정식 정립하였으며, 정립된 지배방정식을 이용하여 증발기 및 응축기의 열전달 면적을 계산하였다.

나. 히트펌프 온수 시스템에서 압축기, 응축기, 증발기, 팽창밸브를 연속적으로 통과하면서 열을 이동시키는 냉매의 온도, 압력, 엔트로피, 엔탈피, 비체적 등의 특성을 도식적으로 예측할 수 있는 T-S, P-V, P-h선도를 작성하였다.

다. 온수 재순환 밸브의 개폐율을 0~100%까지 변화시키는 경우 토출수의 유량은 2380에서 660 ℓ/hr까지 직선적으로 감소하였으며, 토출수의 온도는 29.9에서 44.5℃까지 곡선적으로 증가하였다.

라. 토출수의 유량을 660에서 2380 ℓ/hr까지 증가시키는 경우 히트펌프 온수 시스템의 성능계수는 3.0에서 3.8까지 로그함수의 형태로 증가함을 알 수 있었다.

5. 참고문헌

1. Gregory S. Bennett. 1999. Heat Pump Apparatus for Heating Liquid. United States Patent Number 5,984,198.
2. John T. Dieckmann. 1999. Heat Pump Water Heater and Storage Tank Assembly. United States Patent Number 5,946,927.
3. Edwin L. Gannaway. 1996. Heat Pump Hot Water Heater. United States Patent Number 5,573,192.
4. Glen P. Robinson. 1996. Fast Recovery Circuit for Heat Pump Water Heater. United States Patent Number 5,495,551.