大韓機械學會論文集 第11卷 第1號, pp. 97~104, 1987.

<論 文>

온수 이용에 관한 열역학적 해석

이 세 균*

(1986년 9월 12일 접수)

A Thermodynamic Analysis on the Utilization of Thermal Water

Se Kyoun Lee

Key Words: Available Energy(가용 에너지), Effectiveness(유용도), Power Generation(동력 발생), Direct Heating System(직접난방), Heat Pump Assisted Heating System (열펌프 겸용 난방), Heat Pump System(열펌프 난방)

Abstract

An analysis on the thermodynamic optimum use of thermal water has been accomplished. The systems investigated are power generation and space heating. The space heating systems considered in this study are direct heating, heat pumps and heat pump assisted heating.

The object of this study is to find the optimum selection and operation of the system under the given resources. The measure of such optimum conditions is the EFFECTIVENESS, the concept of efficiency based upon the Seoncd Law of Thermodynamics.

The temperature of water to waste is identified as the most important parameter to be optimized. The analysis indicates that for high temperature resources (higher than about 425 K) power generation yields the best performance and is therefore recommended. The heat pumps are recommended for the resource temperature less than about 327 K. The heat pump assisted heating system shows its superiority for the very narrow temperature range (320K~330 K) and thus the use of this system should be considered when the flow rate is very limited. Thus the direct heating is appropriate for the temperature range of 330K~425 K. The analysis also shows the optimum capacity of thermal water, which may be useful for the initial estimation of heating or power generation potentials of given resources.

기 호 설 명

A_W : 물의 가용에너지

$C_{p,av}$: Iso-Pentane의 평균 정압비열

C_W : 물의 비열

h_{fg} : Iso-Pentane의 증발잠열

h_1-h_{2s} : 등 엔트로피 팽창일

m : 온수 단위질량당의 Iso-Pentane의 질량

m_C : 온수 단위질량당의 냉각수량

T_B : 증발온도

T_C : 응축온도

* 정회원, 충북대학교 공과대학 기계공학과

T_E : 주위온도
T_L : 폐기온도
$T_{L,opt}$: 최적 폐기온도
T_{space} : 난방공간의 온도
T_W : 물의 온도
W_{cirp} : 순환펌프 일
W_{ctf} : 송풍기 일
W_{el} : 전기에너지
W_{fp} : 급수펌프(feed pump) 일
ΔT_{app} : 최소 접근 온도차
ΔT_{cool} : 냉각수의 냉각온도
ΔT_p : 핀취점 온도차
ε : 유용도
ε_{pp} : 화석연료 발전계통의 유용도
η_T : 터어빈 효율
η_G : 발전기 효율

1. 서 론

온천지대에서 나오는 온수나 공장 혹은 발전소 등에서 나오는 온수형태의 폐열등은 모두 열역학적으로 이용가능한 잠재력을 가지고 있으며 이러한 경우 물은 단순한 에너지 전달매체라기보다 하나의 에너지 자원으로서 간주될 수 있다. 온수이용에 관한 여러가지 방법은 지열(geothermal energy), 계절별 축열(seasonal thermal energy storage)의 연구와 함께 개발되어 왔다[1,2]. 온수의 용도로는 급탕용도 이외에는 주로 난방작업이 될 수 있겠으나 고온도의 온수라면 동력발생도 가능하다. 또 난방작업에 부적합할 정도의 저온이라면 열펌프의 열원으로 이용할 수도 있다. 본 연구에서는 동력발생에서부터 열펌프 난방에 이르기까지의 가능한 온수응용계통 중 그 이용도가 비교적 높은 4가지 용도를 선택하여 열역학 제2법칙에 의거한 최적응용 및 최대성능을 검토하고자 한다.

열역학 제2법칙에 의거한 성능검토란 가용에너지(available energy)의 입출력비로서 정의된 효율개념인 유용도(effectiveness)를 시스템의 성능을 나타내는 성능계수로 도입함을 의미한다. 이러한 관점에서 연구한 온수이용에 관한 해석으로서, Reistad[3] 등은 온수가 열작업에 관해, Lee[4] 등은 지열시스템에 관해 발표한 바 있다. 본 연구에서는 순수한 액체상태의 온수 단위 질량을 대상으로 동력발생에서부터 열펌프 까지의 가능한 응용을 고려하여 온도에 따른 최적 사용방법과 최대성능 발휘시의 용량산정을 통하여 온수의 최적능력을 확인하고자 한다. 단 본 연구의 결과는 순수히 열역학적인 것으로 경제적 관점에서 본다면 다소 다른 견해가 있을 수 있겠으나 열역학적 및 경제적 관점 사이의 관계 및 제2법칙의 역할의 중요성은 이미 여러 논문에서 충분히 거론된 것으로서[5,6] 여기서 언급하지 않는다.

2. 열역학적 성능계수와 온수이용 시스템

2.1 온수의 가용에너지와 열역학적 성능계수

본 연구에서의 온수라함은 주어진 온도와 충분한 압력하에 있는 순수한 액체상태의 물을 뜻하며 또 온수의 가용에너지란 이로부터 얻을 수 있는 최대일을 의미한다. 온도 T_W의 온수 단위 질량당의 최대일 A_W는 물을 일정압력하에 주위온도(environment temperature) T_E까지 냉각시킬 때 발생하는 열을 카노 열기관에 연결시켜 얻을 수 있는 출력으로 간주하였으며 그 결과는 물의 비열 C_W가 일정하다고 볼 때 다음과 같이 표현할 수 있다[7].

$$A_W = C_W[(T_W - T_E) - T_E \ln(T_W/T_E)] \quad (1)$$

윗 식에서 보는 바와 같이 가용에너지는 물의 온도뿐만 아니라 주위온도 T_E에도 영향을 받는다. 주위온도를 한 값으로 대표 하고자 할 경우 그 선정을 정확히 하기란 매우 어려운 일이며 더우기 난방계절에만 필요한 난방작업과 년중 가동이 가능한 동력발생 작업시의 주위온도 선정은 달리해야 타당할 것이다. 본 연구에서는 동력발생시의 주위온도를 289 K, 난방작업시의 주위온도를 270 K로 가정하였다.

가용에너지는 이상적인 가역과정을 통해서만 보존되는 것이며 실제과정에서는 이러한 감소를 극소화 하면서 목적을 달성하는 것이 바람직하다. 이러한 목적을 위한 효과적인 기준으로는 열역학 제2법칙에 근거한 효율개념인 유용도(effectiveness)를 들 수 있다. 유용도 ε는 여러 열역학 교재에 설명되어 있는 개념으로 다음과 같이 정의된다.

$$\varepsilon = \frac{\text{출력으로 인한 가용에너지의 증가량}}{\text{필요한 출력을 얻기 위한 가용에너지의 감소량}}$$

이와같이 정의되는 유용도는 각 시스템의 성능비교에 매우 유용한 계수가 될 수 있는데 그 이유는 이 계수의 산출을 위해서는 관계되는 모든 에너지는 열역학 제2법칙의 관점에서 볼 때 가장 공평한 기준이 된다고 사료되는 가용에너지로 전환되어야 하기 때문이다. 특히 관계되는 에너지원이 다양하고 출력도 일이나 열등 다른 형태로 나타나는 경우 위와같이 정의되는 계

수만이 열역학적 성능비교의 올바른 기준이 된다 하겠다[8]. 이 유용도를 열역학 제 2 법칙에 의한 효율(second law efficiency)이라고도 하며 이하에서 열역학적 성능 또는 효율이라고 하면 별다른 언급이 없는 한 이 유용도를 의미한다.

2.2 온수이용 시스템

본 연구에서는 온수이용 계통 중 동력발생(power generation)과 난방작업(space heating)을 고려하였으며, 난방작업에는 직접난방(direct heating system), 열펌프 겸용난방(heat pump assisted heating system), 열펌프 난방(heat pump system) 등 3가지 난방 시스템을 선택 고려하고 온수의 유동에 필요한 일은 적은 것으로 가정하여 이를 무시하였다.

고온수로부터 동력을 발생시키는 방법에는 현재 증기발생 시스템(flashed steam system), 2유체 시스템(binary cycle system) 및 전유동 시스템(total flow system) 등 3가지가 있다. 이중 2유체 시스템이 비교적 저온수로부터 동력을 얻는데 적합하므로 본 연구에서는 Iso-Pentane을 작업유체로 사용하는 2유체 시스템을 동력발생 모델로 선정하였고 Iso-Pentane의 열역학적 성질은 발표된 문헌[9]을 참조하였다. 이러한 종류의 작업유체는 과열시키는 것이 효과적이 아니란 점은 잘 알려진 사실이다. Fig. 1과 2는 이 모델의 구성도와 열역학적 사이클을 도시하고 있다. Fig. 2에서 보는 바와 같이 과열은 극히 억제되고 있다. Fig. 2의 상태 2S는 가역터빈으로 부터의 출구상태를 나타내며 실제 팽창과정에서의 비가역을 고려하면 실제 출구상태는 상태 2가 된다. 그림에서 보는 바와 같이 Iso-Pentane의 포화기체선의 기울기는 등엔트로피선 보다 더 완만한 특징이 있다. Fig. 3은 열교환기내의 온도변화 곡선으로 T_W는 물의 온도, T_L은 시스템에서 사용한 물의 폐기온도이며 ΔT_P는 핀취점 온도차, T_B는 보일러 내에서의 증발온도, T_C는 콘덴서 내에서의 응축온도이다. 또 시스템에서 한번 사용한 물은 비록 온도가 높더라도 재사용을 하지 않고 버리는 것으로 간주하였다. 증발온도 T_B와 온수 단위질량당 필요한 Iso-Pentane의 질량 m은 다음의 식들로 결정된다.

$$\frac{T_W-T_B-\Delta T_P}{h_{fg}}=\frac{T_B-T_L+\Delta T_P}{C_{p,av}(T_B-T_C)} \tag{2}$$

$$m=\frac{C_W(T_W-T_L)}{C_{p,av}(T_B-T_C)+h_{fg}} \tag{3}$$

윗 식들은 열교환기 내에서의 energy balance로부터 얻은 식들이며 C_W는 물의 비열, $C_{p,av}$와 h_{fg}는 Iso-Pentane의 평균비열 및 증발잠열이다. 냉각탑 운영에 동력은 Pfeiffer[10]에 의해 제시된 방법을 채택하였는바 송풍기 동력 W_{ctf}와 순환펌프 동력 W_{cirp}는 온수 단위질량당 필요한 냉각수량을 m_c라 하면 다음의 식들로 산출된다.

$$W_{ctf}=0.1654\,m_c \text{ kJ/kg thermal water} \tag{4}$$

$$W_{cirp}=0.0827\,m_c \text{ kJ/kg thermal water} \tag{5}$$

$$m_c=\frac{W_{fp}+C_W(T_W-T_L)-m(h_1-h_{2s})\eta_T}{C_W\Delta T_{cool}} \tag{6}$$

식 (6)에서 W_{fp}는 급수펌프 일이며 η_T는 터어빈효율, h_1-h_{2s}는 등엔트로피 팽창일, ΔT_{cool}은 냉각수의 냉각시 온도상승분이다. 따라서 온수 단위질량당 얻을 수 있는 순동력 $POWER_{net}$는 다음과 같이 계산된다.

$$POWER_{net}=m(h_1-h_{2s})\eta_T\eta_G-W_{fp}-W_{cirp}-W_{ctf} \tag{7}$$

윗 식에서 η_G는 발전기효율이다.

식 (2)~(7)들로부터 온수의 동력발생능력의 평가가 가능하며 이 경우 유용도 ε은 다음과 같이 표현된다.

$$\varepsilon=\frac{POWER_{net}}{A_W} \tag{8}$$

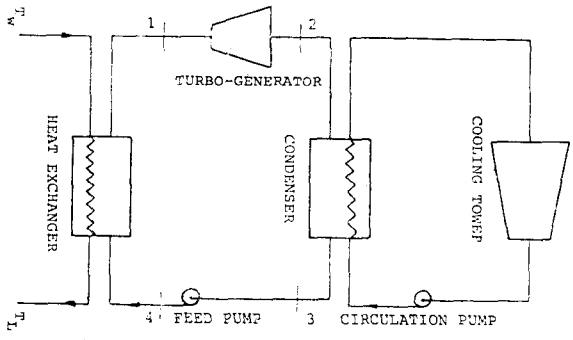

Fig. 1 Simple schematic of binary cycle system

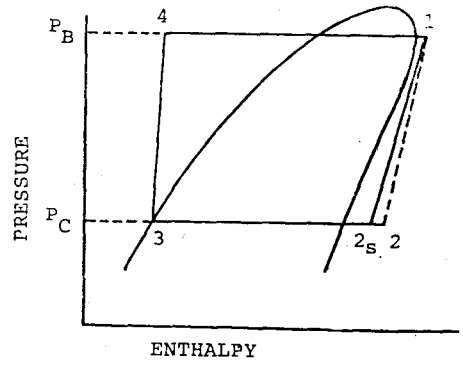

Fig. 2 Simple Rankine cycle

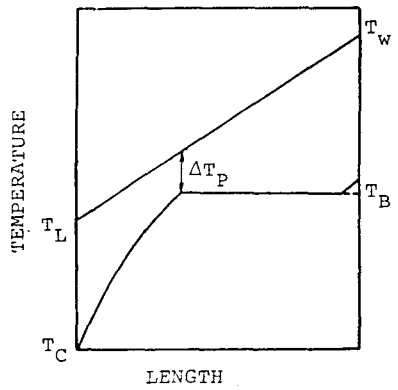

Fig. 3 Typical temperature profile in the heat exchanger

동력발생 시스템에서 사용된 각 계수들의 수치는 Table 1에 표기하였다.

Table 1 Parameters of the power generation system and values assigned to them

Parameter	Description	Value
η_T	Turbine efficiency	0.87
η_G	Generator efficiency	0.9
T_C(K)	Condenser temperature	310
ΔT_{cool}(K)	Temperature difference through which water is cooled	8.33
ΔT_p(K)	Pinch temperature	8.33

직접난방은 열역학적으로 대단히 단순한 난방장치로서 Fig. 4는 이의 구성도를 보이고 있다. 보통 열원인 온수에는 불순물이 함유되어 있을 가능성이 높아 그림에서 보는 바와 같이 별도의 순환수를 두어 이 순환수가 온수로부터 열교환을 하여 난방작업을 수행토록 하였다. 별도의 순환수를 둘 경우 열교환기에서의 온도차도 고려하지 않을 수 없어 직접 난방은 온수의 온도가 어느 이상으로 높아야 가능하다. 본 연구에서는 온수의 온도 320 K 이상에서만 직접 난방이 가능한 것으로 가정하였다. 즉 직접 난방의 경우 폐기온도 T_L은 320 K로 일정한 값이 된다. 이 직접 난방의 성능은 다음 식으로 표현된다.

$$\varepsilon=\frac{C_W(T_W-320)(1-T_E/T_{space})}{A_W} \tag{9}$$

윗 식에서 T_{space}는 요구되는 난방공간의 온도로 여기에서는 295 K로 가정하였다.

열원인 온수의 온도가 직접 난방을 하기에 충분치 못할 경우 열펌프 응용이 효과적이다. 열펌프의 성능을 나타내는 계수로는 흔히 다음과 같이 정의되는 성적계수(*COPH*)가 사용된다.

$$COPH=\frac{\text{가열량}}{\text{필요한 전기에너지}}$$

온수를 열원으로 하는 난방용 열펌프의 성능은 발표된 문헌[11]을 토대로 하여 T_L의 함수로 다음과 같이 표현하였다.

$$COPH=0.0113(T_L-\Delta T_{app}-273.15)^{1.6738}+3.0 \tag{10}$$

윗 식에서 ΔT_{app}는 Approach Temperature(열펌프 내의 증발온도와 T_L과의 온도차)로 여기서는 4 K로 가정하였다. 윗 식의 *COPH*는 압축기의 압축일 외에 운풍용 송풍기의 동력까지 고려한 것이며 현재의 열펌프 기술수준으로 달성할 수 있는 난방전용 열펌프의 평균 성능으로 간주하여 무방하다 하겠다. 열펌프 작동에 필요한 전력은 주로 화석연료를 사용하는 발전소로부터 오게 되며 화석연료로부터 발전, 송 배전에 이르는 과정의 유용도를 ε_{pp}라 하면 열펌프의 유용도는 다음과 같이 표현된다.

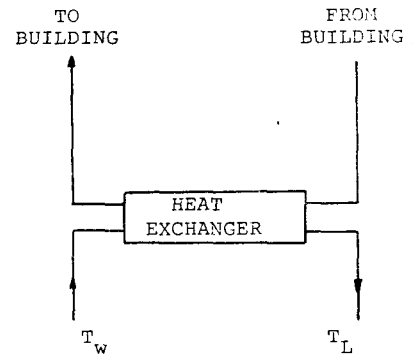

Fig. 4 Flow diagram of direct heating system

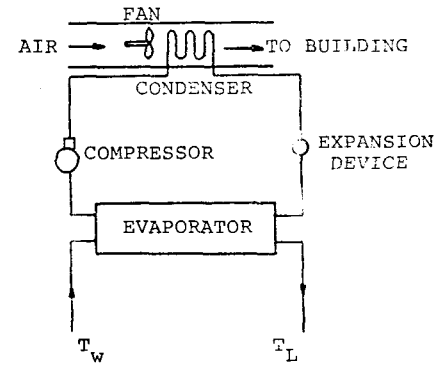

Fig. 5 Flow diagram of heat pump system

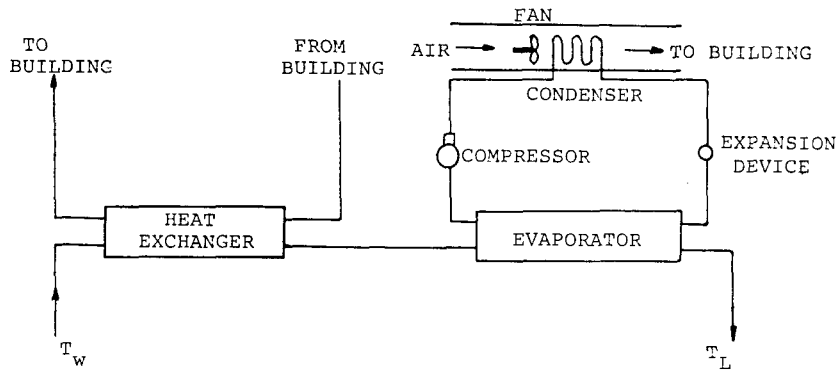

Fig. 6 Flow diagram of heat pump assisted heating system

$$\varepsilon=\frac{[C_W(T_W-T_L)+W_{el}](1-T_E/T_{space})}{A_W+W_{el}/\varepsilon_{pp}} \quad (11)$$

윗 식에서 W_{el}은 열펌프 작동에 필요한 온수 단위질량당의 전기에너지로 식 (10)에 의해 계산이 가능하며 ε_{pp}는 0.3으로 가정하였는데 이 값은 우리나라의 현 기술수준하에 얻을 수 있는 값의 하한선으로 사료된다. 이 열펌프 모델의 구성도는 Fig. 5에 보이는 바와 같다.

본 연구에서 열펌프 겸용난방이란 Fig. 6에서 보는 바와 같이 직접 난방과 열펌프 난방을 직렬로 연결한 장치이다. 직접 난방에서 사용하고 난후의 물은 아직도 상당한 열에너지를 갖고 있어서 이것을 다시 열펌프의 저열원으로 이용하자는 것이다. 직접난방 부분과 열펌프 부분은 각각 위에서 기술된 모델을 사용하며 이 경우 유용도는 식 (11)과 같은 형태로 표현된다.

3. 열역학적 성능

온수의 제반용도 중 가장 이용도가 높은 것 중의 하나가 직접 난방으로 이의 성능은 물의 온도에 따라 변화한다. Fig. 7에서는 직접 난방의 성능을 물의 온도의 함수로 나타내었다. 이 그림에서 보는 바와 같이 최대성능은 물의 온도가 약 380 K 근처일 때 나타나며 고온부로 갈수록 성능이 저하하고 저온부로 갈수록 성능의 급격한 저하가 나타난다. 고온부에서의 성능의 저하는 난방공간의 온도와 물의 온도와의 차이가 커짐에 따른 열전달에서 오는 비가역(가용에너지의 손실)이 커지기 때문이며 저온부에서의 성능의 저하는 이론적으로 이용가능한 가용에너지 중에서 실제로 사용할 수 있는 양의 비율이 감소하기 때문이다. 따라서 고온부와 저온부에서의 성능의 향상을 연구하고자 한다.

고온수의 경우 온수의 열에너지를 이용한 동력발생이 가능하다. 위에서 기술한 동력발생 모델을 이용하

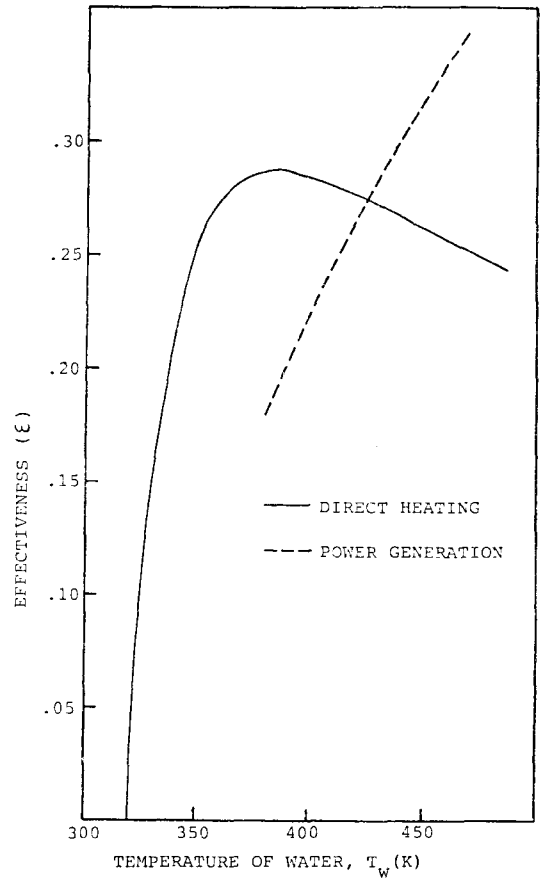

Fig. 7 Comparison of the performance of direct heating and power generation

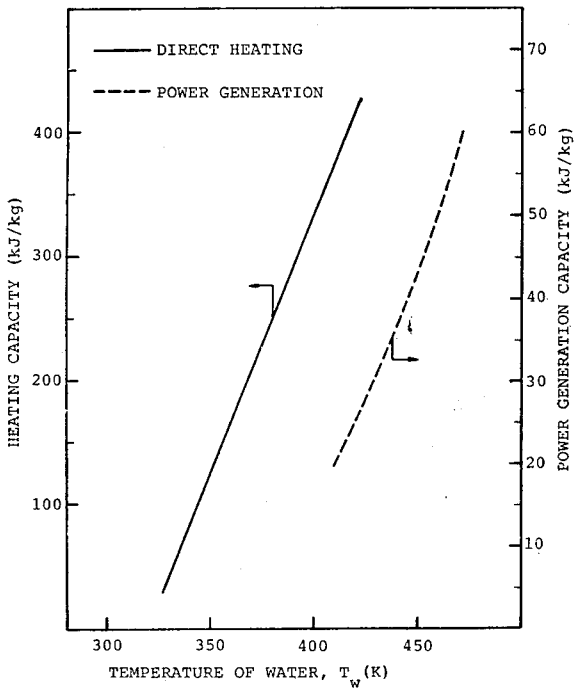

Fig. 8 The heating and power generation capacities of thermal water

여 온수의 열에너지를 전기에너지로 변환시킨 결과를 검토하여 보았다. 이 경우 폐기온도 T_L의 역할은 대단히 중요하다. 즉 T_L이 낮으면 시스템에서 사용할 수 있는 열에너지는 증가하나 Fig. 3에서 보는 바와 같이 T_B가 낮아져 열에너지로부터 동력으로의 전환효율이 떨어지며 T_L이 높으면 이 반대의 효과가 발생한다. 이 같은 현상이 복합된 결과는 동력발생의 효율을 최대로 하는 최적 폐기온도를 결정하는데 본 연구에서 검토한 온도범위(400 K−470 K)에서는 이 최적 폐기온도 $T_{L,opt}$이 대략 일정하게 348 K 부근에서 나타난다. Fig. 7에서의 점선부분은 이 최적 폐기온도 하에서의 동력발생의 효율을 온도의 함수로 표시한 것으로 온도의 증가에 따라 거의 직선적으로 증가함을 알 수 있다. 이 결과는 고온수의 경우는 동력발생이 유리함을 말해 주는 것으로 온수의 온도 약 425 K(151.85°C)에서부터는 난방작업보다 우월한 성능을 보이기 시작한다. 따라서 이 온도를 경계로하여 이보다 높은 온도에서는 동력발생이 타당하다 하겠다. 물의 온도 150°C 이하일 경우 경제적 관점에서 동력발생이 타당치 못하다는 것이 일반적인 견해이다[12]. 따라서 순수한 열역학적 관점에서 이와 유사한 결론을 내리게 된 것은 대단히 흥미있는 사실이다. 최적운전 하에서의 온수 단위질량당의 동력발생능력(power generation capacity)을 난방능력(heating capacity)과 함께 Fig. 8에 도시하였다. 이 결과는 주어진 온수계통으로부터 동력발생 또는 난방용량을 추산하는데 도움이 될 것이다. 직접난방의 저온부의 성능향상을 위해서는 열펌프 시스템을 채택하는 것이 바람직하며 이 결과는 다음에 소개된다.

물의 온도가 직접 난방을 하기에 충분히 높지 않을 경우 이 온수의 열에너지를 열펌프의 저열원으로 활용할 수 있다. 열펌프에서의 폐기온도의 역할은 중요하다. 즉 폐기온도 T_L이 감소하면 사용가능한 에너지양의 증가와 더불어 압축일이 증가하고 T_L이 증가하면 이 반대의 현상이 일어나 이들의 복합작용이 최적 폐기온도를 결정하게 된다. Fig. 9에서는 이 최적 폐기온도 $T_{L,opt}$를 물의 온도에 따른 함수로 나타내었다. 이 최적 폐기온도 하에서의 열펌프의 효율이 직접 난방, 열펌프 겸용난방의 효율과 함께 Fig. 10에 나타나 있다. 이 그림에서 보는 바와 같이 약 327 K 이하에서는 열펌프의 성능이 직접 난방보다 우수함을 알 수 있다. Fig. 11에는 이 최적운전시 온수 단위질량당의 난방능력을 열펌프 겸용난방의 경우와 함께 도시하

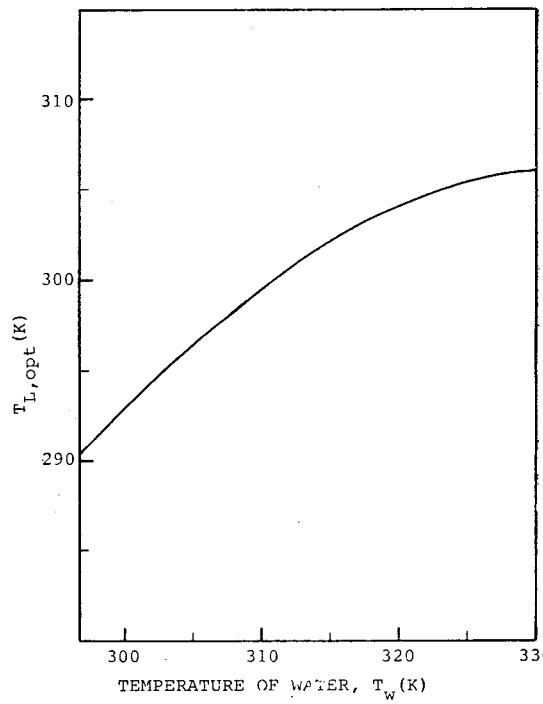

Fig. 9 Optimum waste temperature of heat pump system

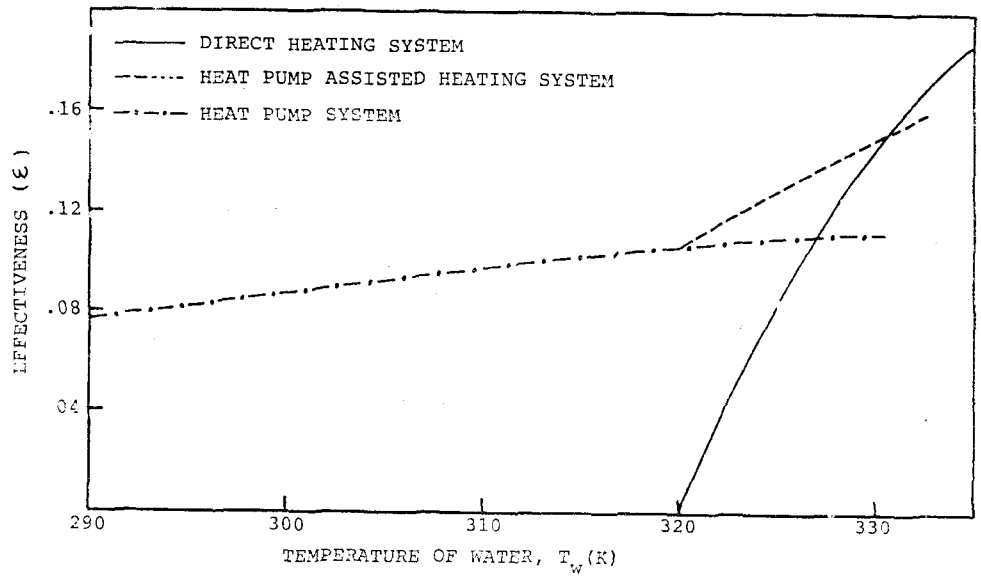

Fig. 10 The performances of heating systems for a range of T_w

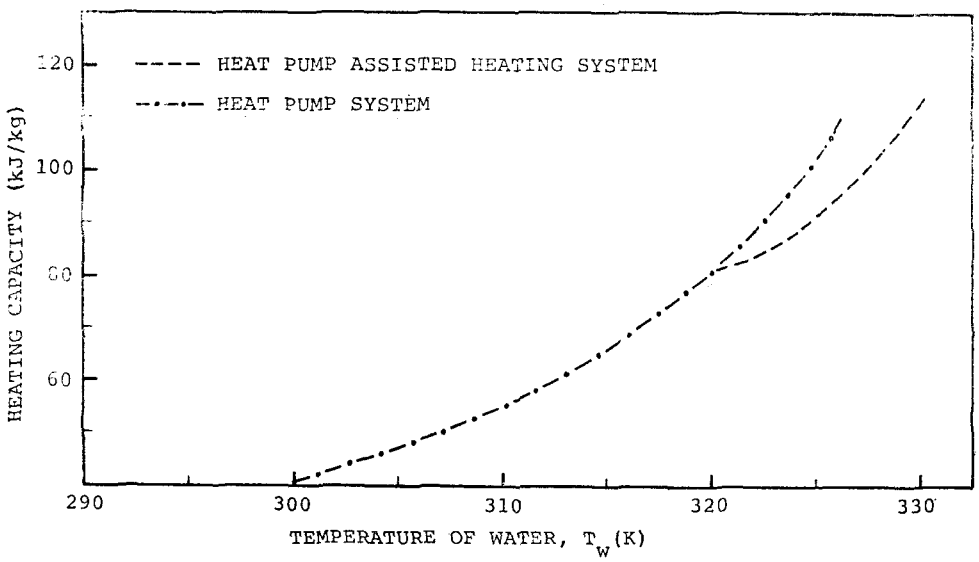

Fig. 11 The heating capacity of thermal water

였다.

열펌프 겸용난방(이하에서는 그냥 겸용난방으로 칭한다)이란 온수를 320 K까지는 직접난방에 사용하고 아직도 남은 열에너지를 열펌프의 저열원으로 사용하는 시스템으로 이의 성능 역시 폐기온도에 따라 달라지며 따라서 최적 폐기온도 하에서 성능을 관찰하여야 한다. 겸용난방의 경우 출력도 증가하지만 입력도 함께 증가한다. 더우기 열펌프에서 사용하는 압축일은 전기 에너지에서 오게 되며 이 전기 에너지는 주로 화석연료를 사용하는 발전계통으로부터 오게 되는 점을 고려한다면 직접난방만으로 상당한 효율을 발휘할 경우에는 겸용난방은 오히려 효율의 저하를 가져올 수도

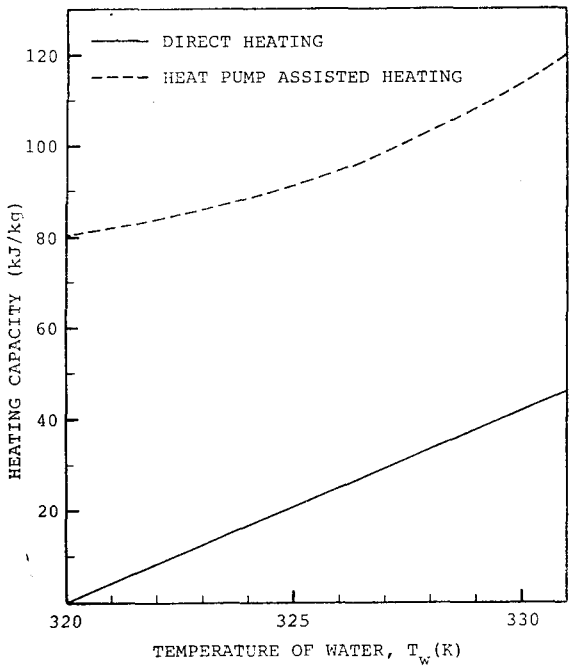

Fig. 12 The heating capacity of thermal water

있을 것이다. Fig. 10의 점선부분은 겸용난방의 성능을 나타낸 것으로 직접난방보다 우월한 구간은 대단히 제한된 온도영역(320 K−330 K)이라는 점을 알 수 있다. 그러나 온수 단위질량당의 난방능력은 겸용난방이 직접난방보다 훨씬 큼을 Fig. 12에서 알 수 있다. 따라서 겸용난방은 온수의 온도가 과히 높지 않고 또 유량이 제한되어 있을 때 유용한 시스템임을 알 수 있다.

4. 결 론

온수 이용에 있어 열역학적으로 바람직한 각종 이용법이 본 연구를 통하여 제시되었다. 온도에 따른 시스템의 선택과 동력발생 또는 열펌프에서의 최적운전이 중요문제로 등장되었고 이의 해결은 열역학 제 2 법칙에 근거한 효율개념인 유용도가 기준이 되었다. 본 연구의 주요결론들을 간추리면 다음과 같다.

온수온도 약 425 K 이상에서는 동력발생이 난방작업보다 우수한 성능을 보이고 온도범위 330 K−425 K에서는 직접난방이 유리하다. 열펌프 겸용난방은 그 우수성이 대단히 제한된 온도범위(320 K−330 K)에서 나타나며 온수온도 약 327 K 이하에서는 열펌프 난방이 직접난방보다 우수하다. 이상의 결과들을 통하여 온수 단위질량당 추출될 수 있는 동력발생 능력 또는 난방능력이 산정되며 이는 이론적으로 가능한 양이 아니라 현 기술수준하에 얻을 수 있는 실제적인 값임에 그 의의가 있다.

후 기

본 연구는 한국과학재단의 1985 년도 연구비 지원에 의해 이루어졌으며 동 재단 관계제위께 감사드립니다.

참 고 문 헌

(1) Armstead, H.C.H., *Geothermal Energy*, John Wiley & Sons, New York, 1978

(2) ME Staff Report, "Seasonal Thermal Energy Storage," *Mechanical Engineering, Journal of ASME*, *Vol.* 105, *No.* 3, pp. 28～34, 1983

(3) Reistad, G.M., Yao, B. and Gunderson, M., "A Thermodynamic Study of Heating with Geothermal Energy," *ASME Journal of Engineering for Power*, Vol. 100, pp. 503～510, 1978

(4) Lee, S.K. and Reistad, G.M., "Thermodynamic Analysis of Geothermal Energy Systems with Forced Recovery from Aquifers," *ASME Transactions Journal of Energy Resources Technology*, Vol. 107, pp. 113～121, 1985

(5) Gaggioli, R.A. and Wepfer, W.J., "Exergy Economics," *Energy*, Vol. 5, pp. 823～837, 1980

(6) Reistad, G.M. and Gaggioli, R.A., "Available Energy Costing," *Thermodynamics: Second Law Analysis*, ACS Symposium Series 122, pp. 143～159, 1980

(7) Bodvarsson, G. and Eggers, D.E., "The Exergy of Thermal Water," *Geothermics*, Vol. 1, pp. 93～95, 1972

(8) 노승탁, "엑서지에 의한 에너지 변환과정의 해석", 에너지 R & D, 제 7 권, 제 4 호, pp. 23～33, 1985

(9) Starling, K.E., *Fluid Thermodynamic Properties for Light Petroleum Systems*, Gulf Publishing Co., Book Publishing Division, Houston, 1973

(10) Pfeiffer, E.L., "What Size Cooling Tower?," *Chemical Engineering*, Vol. 56, pp. 98～100, 1949

(11) Reistad, G.M. and Means, P., *Heat Pumps for Goethermal Applications: Availability and Performance*, Final Report to U.S. DOE, No. DE-FC 07-79ID12020, May, 1980

(12) Reistad, G.M., "Direct Application of Geothermal Energy," *ASHRAE Special Project 26*, 1980