

하수열원 열펌프 시스템의 성능 시뮬레이션

박 일 환[†], 장 기 창^{*}, 이 영 수^{*}, 윤 형 기^{*}, 백 영 진^{*}
 한국기술교육대학교 기계정보공학부, *한국에너지기술연구원 지열에너지연구센터

A Characteristics Simulation of Heat Pump System for Sewage Water as a Heat Source

Il-Hwan Park[†], Ki-Chang Chang^{*}, Young-soo Lee^{*}, Hyung-Keel Yoon^{*}, Young-Jeen Baek^{*}
 Dept. of Mechanical Eng., Korea University of Technology and Education, Cheonan 330-708, Korea
^{*}Geothermal Energy Research Center, KIER, Daejeon 305-343, Korea

(Received November 30, 2007; revision received March 12, 2008)

ABSTRACT: In this study, characteristics simulation of heat pump system is investigated for heating and cooling using sewage water as a heat source. A simulation program for pre-estimate operation characteristics of heat pump system is developed. The performance of this system is resolved by several variables and the characteristics which is based on actual air and sewage temperature data. The simulation results agree well with the experimental values of COP. In the analysis of system characteristics, the COP is changed between 3~5 in winter season for heating load, 4~6 in summer season for cooling load. As the results of Life Cycle Cost analysis over a 15 year life cycle, the energy cost could be reduced by 250 million won if a heat pump system was used instead of a conventional boiler and an absorption refrigerator on the office building.

Key words: Heat pump system(열펌프 시스템), Sewage water(하수), Cooling and Heating(냉난방), Simulation(시뮬레이션), Unutilized energy(미활용 에너지)

기 호 설 명

A : 전열면적 [m^2]
 C_p : 비열 [kJ/kgK]
 COP : 성능계수
 d_e : 등가직경 [m]
 d_i : 내부직경 [m]
 f : 마찰계수
 H : 엔탈피 [kJ/kg]
 h : 열전달계수 [W/m^2K]
 k : 열전도계수 [W/mK]

\dot{m} : 질량유량 [kg/s]
 Pr : Prandtl 수
 Q : 전열량 [kW]
 Re : Reynolds 수
 T : 온도 [$^{\circ}C$]
 ΔT_{lm} : 대수평균온도차 [$^{\circ}C$]
 U : 총괄열전달계수 [W/m^2K]

하첨자

1 : 입구
 2 : 출구
 con : 응축기
 eva : 증발기

[†] Corresponding author
 Tel: 041-560-1121; fax: 041-560-1253
 E-mail address: hwan@kut.ac.kr

- s : shell
- sc : 과냉
- sh : 과열
- t : tube
- tp : 2상

1. 서 론

에너지절약과 지구온난화 방지를 위한 노력의 일환으로 미활용 에너지 이용 열펌프 기술의 보급이 확대되고 있다. 열펌프는 지열, 태양열, 하수열 등 다양한 열원을 이용할 수 있으며 밸브조작으로 냉방 및 난방 장치로서 사용이 가능하다. 하수는 동절기와 하절기 사이의 수온 차이가 크지 않으며, 여름철에는 대기온도보다 낮고 겨울철에는 대기온도보다 높아서 냉난방에 적절하게 활용될 수 있다. 이와 같은 하수열원 미활용에너지의 이용이 에너지절약 및 지구온난화 방지에 기여할 것으로 기대된다.

국내 하수열원을 이용한 열펌프시스템 연구사례로는 Lee et al.⁽¹⁾의 열펌프시스템 특성에 대한 실험적 연구, Kim et al.⁽²⁾의 하수에서 오염의 영향을 고려한 열펌프시스템에 대한 연구 등이 있다.

본 연구에서는 하수열원을 이용한 열펌프시스템의 정상운전 시뮬레이션 프로그램을 개발하여 실제 하수온도와 대기온도 변화에 따른 시스템의 운전특성과 각 부위의 정상운전 상태를 파악하기 위한 해석을 실시하고, 실제 설치된 히트펌프 시스템의 실험결과와 비교하여 해석 시뮬레이션 결과의 타당성을 입증하였다.

2. 시스템 설계

2.1 시스템 개요

D시의 환경관리 사무실 건물에 냉난방 열공급을 목적으로, 1일 약 4890 m³를 방출하는 D시 W 하수처리장의 하수처리수를 열원으로 이용하는 열펌프시스템을 설치하여 시운전을 시작하고 있다. 이 열펌프시스템의 최적 운전을 위한 예측운전 시뮬레이터를 개발하였다. 이 시스템의 용량은 냉방 부하 386 kW로 난방을 위한 공급온수의 온도는 50 ℃이고 냉방을 위한 냉수의 온도는 7 ℃이다. Fig. 1은 이 열펌프 시스템의 개략도이다.

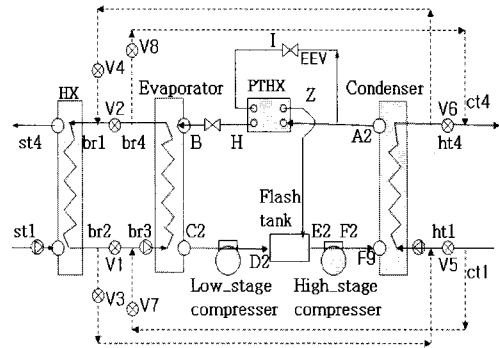


Fig. 1 Diagram of heat pump system.

그림에서 st1을 통해 유입된 하수처리수는 HX 열교환기를 통하여 열교환된 후 st4로 배출된다. 동계 난방 시에는 밸브 V3, V4, V7 및 V8을 폐쇄하고 실선으로 운전되어 ht4를 통해 온수가 공급되며 ht1을 통해 회수된다. 한편 하계 냉방 시에는 밸브 V1, V2, V5 및 V6을 폐쇄한 후 점선을 따라 운전 되어 ct4를 통해 냉수가 공급되어 ct1을 통해 회수된다. 2차 측 열매체는 겨울철 동결을 막기 위하여 29.9% 염화칼슘 브라인용액을 사용하는 것으로 하였다.

2.2 열펌프 사이클 모델링

본 연구에서는 겨울철에 응축온도와 증발온도사이의 큰 온도차 때문에 2단 압축 열펌프 사이클을 채용하였으며, 열펌프의 열매체는 환경을 고려한 R134a 냉매를 사용하였다. Fig. 2는 이 열펌프 사이클의 P-H 선도이다. 응축기에서 나온 냉매(A2) 중 일부는 전자식 팽창밸브를 지나(I) 중간 열교환기(PTHX)에서 일부 열교환이 이루어진 후(Z) 다시 팽창탱크로 보내져 저단압축기를 나

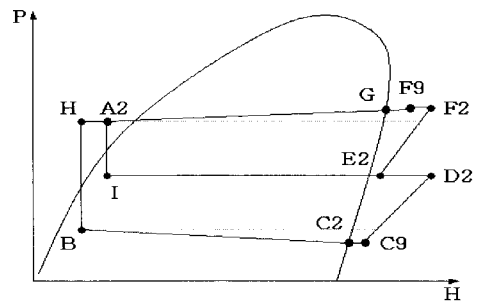


Fig. 2 P-H diagram of heat pump cycle.

은 냉매(D2)와 혼합되므로 고단압축 전의 냉매 온도(E2)까지 낮추어 압축효율을 높여준다. 나머지 대부분의 냉매는 중간 열교환기(PTHX)에서 온도가 약간 떨어진 후(H) 팽창밸브를 거쳐서 증발기로 보내지고, 증발기에서 증발된 가스냉매(C2)는 압축기에 들어가기 전 과열(C9)된다.

이 시스템의 해석에 있어서 압축기 및 증발기 내 압력손실이 고려되었으며, 팽창밸브의 정상적인 작동을 위한 응축기 출구 과냉도는 2℃ 이상으로 정하였고, 증발기 출구에서 저단압축기 입구까지 배관 흡열을 고려하여 과열도를 5℃로 정하였다. 고단 압축기 출구에서 응축기 입구사이 배관에서의 방열도 고려되었다. 저단 및 고단 압축기의 효율은 제조사의 발표 효율을 적용하였다.

2.3 열교환기 모델링

열교환기는 모두 shell and tube 열교환기를 사용하였다. 식(1)은 HX 열교환기의 에너지 식이며, tube측 열전달계수는 Petukhov-Kirillov가 제안한 식(2)을 사용하였고, shell측은 Mcadams가 제안한 식(3)을 사용하였다.⁽³⁾

$$Q = UA\Delta T_{lmh} = \dot{m}C_p(T_2 - T_1) \tag{1}$$

$$h_t = \frac{(k/d_i)(f/2)RePr}{1.07 + 12.7(f/2)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \tag{2}$$

$$h_s = (k/d_e)0.36 Re Pr^{1/3} \tag{3}$$

식(4)은 증발기의 에너지 식이다. 셸측은 상변화가 일어나므로 2상 증발열전달계수로서 수정된 Chen모델 식(5)을 사용하였다.⁽⁴⁾ 식(5)에서 h_{nb} 는 핵비등 열전달계수이고 h_l 은 단상에서 액체만 흐를 때의 열전달계수이다. S는 억제계수로서 h_{nb} 를 감소시키는 역할을 하며 F는 대류계수로서 h_l 을 증가시키는 역할을 한다.

응축기의 shell측 열전달량은 식(6)과 같이 과열영역, 2상영역 및 과냉영역으로 나누어 각각 계산하여 이들의 합으로 구하였다. 2상 응축열전달계수는 McNaught의 식(10)을 사용하였다.⁽⁵⁾ 식(10)에서 h_n 은 중력의 영향을 고려한 열전달계수이고, h_{shear} 는 전단력의 영향을 고려한 열전달계수이다.

$$Q = UA\Delta T_{lme} = \dot{m}(H_2 - H_1) \tag{4}$$

$$h_{eva} = Sh_{nb} + Fh_l \tag{5}$$

$$Q = Q_{sh} + Q_{tp} + Q_{sc} \tag{6}$$

$$Q_{sh} = U_{sh}A_{sh}\Delta T_{lm,sh} \tag{7}$$

$$Q_{tp} = U_{tp}A_{tp}\Delta T_{lm,tp} \tag{8}$$

$$Q_{sc} = U_{sc}A_{sc}\Delta T_{lm,sc} \tag{9}$$

$$h_{con} = (h_n^2 + h_{shear}^2)^{1/2} \tag{10}$$

2.4 시스템 모델링

시스템의 모델링은 (1)건물면적과 대기온도 데이터에 의한 건물 열부하 산출, (2)수열원 온도 데이터를 이용하여 건물 열부하를 감당할 수 있는 열교환기의 면적 산출, (3)산출된 열교환기 면적을 고정하고 시스템의 성능 및 각 부위의 상태 값 산출의 순으로 가동되도록 시스템을 모델링하였다. 먼저 열교환기의 크기 결정에 있어서 하수열원 측 입출구 온도차는 3℃, 열공급 측 입출구 온도차는 6℃인 기지의 값으로 하고 하수열교환기(HX)의 ΔT_{lm} 을 변화시켜가면서 시뮬레이션으로 전열면적과 입출구의 온도를 구하고, 응축기 전열면적을 변화시키면서 응축기의 ΔT_{lm} 과 응축 온도를 구하며, 마지막으로 증발기 면적을 변화

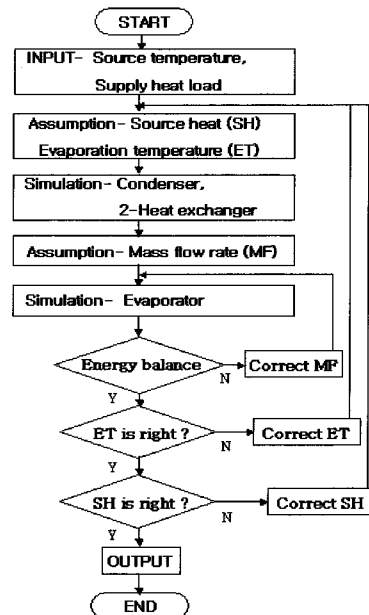


Fig. 3 Flow chart of heat pump system.

시키면서 증발기의 ΔT_{lm} 과 증발온도를 구하는 과정을 반복하여 시스템 전체가 에너지 및 질량 밸런스가 오차범위 내로 수렴할 때까지 반복 실행하여 결과 값을 얻었다.

Fig. 3은 열펌프시스템의 시뮬레이션 프로그램 흐름도이다. 응축기에서 나온 냉매 중 1단 압축 후 가스의 냉각을 위해 팽창탱크로 가는 유량은 증발기로 가는 질량유량비율(MF)을 조정하여 에너지 밸런스가 이루어지도록 하여 결정하였다. 시뮬레이션 초기 값으로는 공급열원 열부하(SH)와 증발온도(ET)를 가정하고 시뮬레이션 하여 그 결과 값을 다시 수정하는 방식으로 반복 계산하여 오차범위 내로 수렴하도록 하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 성능 해석

(1) 전열면적 해석과 시스템 시뮬레이션 조건

Fig. 4는 하수온도 10℃, 공급수온도 57℃이고 건물의 냉방 열부하가 약 386kW일 때 전술한 전열면적 산출방법에 따른 시뮬레이션의 결과로서 각 열교환기 대수평균온도차와 전열면적의 관계를 나타내었다.

그림에서 면적이 증가할수록 평균온도차가 감소하고 있고 그 감소율은 응축기의 경우가 가장 크다. 열교환기 전열면적 시뮬레이션에서 얻은 열교환기 면적과 각 열교환기 ΔT_{lm} 의 범위를 고려하여 Table 1과 같은 시뮬레이션 조건을 결정하였다.

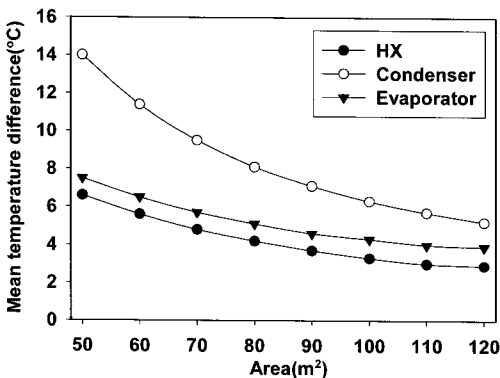


Fig. 4 Mean temperature difference according to heat transfer area.

Table 1 System condition for simulation and design

	Items	Condition
Simulation	HX ΔT_{lmh}	3.97 °C
	Condenser ΔT_{lm}	7.45 °C
	Evaporator ΔT_{lme}	5.03 °C
	HX Area	82.85 m ²
	Condenser Area	82.85 m ²
Design	Evaporator Area	82.85 m ²
	High stage compressor	90 kW
	Low stage compressor	104 kW
	Condenser area for	82.85 m ²
	Evaporator area	82.85 m ²

(2) 시뮬레이션 결과 및 실험 결과의 비교

Fig. 5와 Fig. 6은 하수온도 22℃에서 각각 난방 및 냉방의 최대부하에서 공급수 온도변화에 따

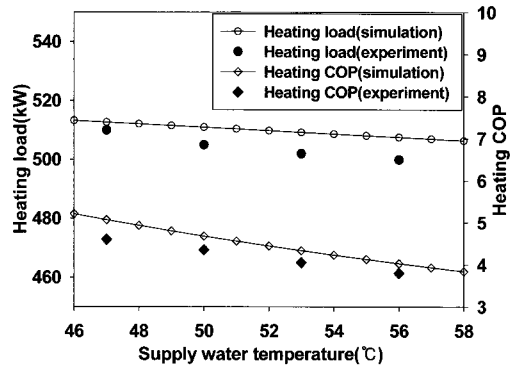


Fig. 5 Heating load and COP according to supply water temperature.

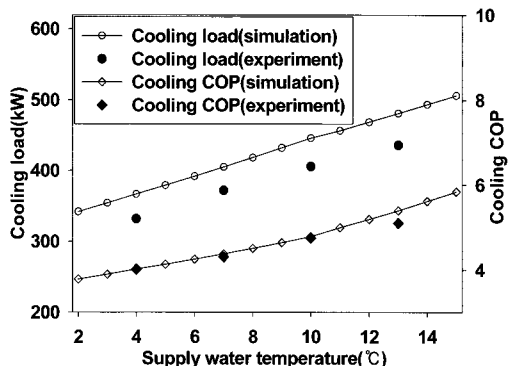


Fig. 6 Cooling load and COP according to supply water temperature.

른 실험결과와 시뮬레이션 결과를 비교한 것이다. 실험 장치는 D시 W하수처리장에 설치된 냉방부하 기준 386 kW 용량이고, 시스템 설계 값을 Table 1에 표시하였다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 난방 및 냉방에서 COP의 실험결과와 시뮬레이션 결과는 대체로 유사한 것을 알 수 있다.

그러나 공급 열부하량은 실험결과와 시뮬레이션 결과에는 20% 정도의 차이가 있다. 이것은 실험에서 난방에서는 온수의 배관방열이, 냉방에서는 냉수의 배관흡열이, 그리고 열교환기 효율 및 실험적 오차가 영향을 미치고 있기 때문으로 판단한다. 그러나 그 경향은 대체로 일치하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 7은 난방의 경우 하수열원온도 변화에 따른 COP의 변동을 나타낸 것이다. 하수열원의 온도가 증가할수록, 열부하가 감소할수록 COP가 3에서 5사이에서 증가하는 것을 볼 수 있다. 열원온도가 증가하면 증발온도가 증가하여 압축일이

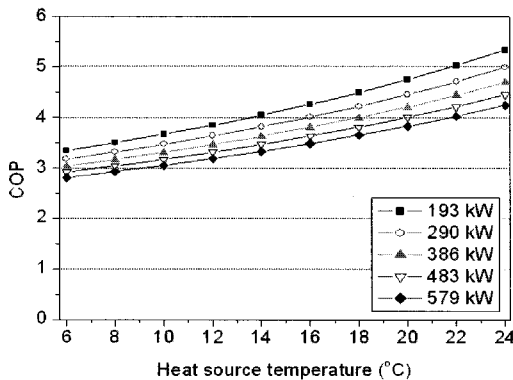


Fig. 7 COP by heat source temperature.

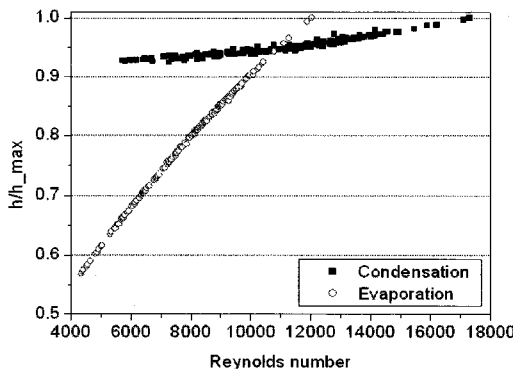


Fig. 8 Heat transfer coefficient change.

감소하게 되고, 열부하가 감소하면 전체적인 압축일이 감소하므로 COP가 상승한다. 하수열원온도 상승과 공급 열부하 감소가 동시에 일어나면 COP 증가율은 더욱 커지는 것을 알 수 있다.

Fig. 8은 시스템의 작동범위 내에서 Reynolds 수에 따른 열전달계수를 최고값으로 나누어서 무차원화 한 것이다. Reynolds 수가 커질수록 응축 열전달계수는 완만하게 증가하는 반면 증발열전달계수는 큰 기울기로 증가한다. Reynolds 수가 커질 때 열전달계수가 증가하는 것은 증발에서는 대류효과(h_l)가 크고 응축에서는 전단력(h_{shear})이 크기 때문이라고 판단한다.

3.2 시스템의 냉난방 특성과 LCC비용 분석

Fig. 9는 1년간 시각별 평균 대기온도와 하수온도를 나타낸 것으로 대기온도는 기상청자료이며 하수온도는 D시 W하수처리장 하수의 실측자료이다. 대기온도에 따른 공급 열부하를 계산하고, 계산된 열부하와 하수온도를 바탕으로 시스템의 냉난방 특성을 해석하였다.

Fig. 10은 동절기에 있어서 공급열량인 응축기 열용량, 하수열원에서 끌어올린 증발기 열용량, 압축기에서의 투입 에너지량 그리고 이때의 시스템 COP를 나타낸 것이다. 또한 Fig. 11은 하절기에 있어서 냉열 공급량인 증발기 열용량, 하수에 방열하는 응축기 열용량, 압축기 투입 에너지 그리고 COP의 변화량을 나타낸 것이다. 그림에서 COP가 동절기에는 3~5의 범위에서, 하절기에는 4~6의 범위에서 변하며, 동절기는 추울수록, 하

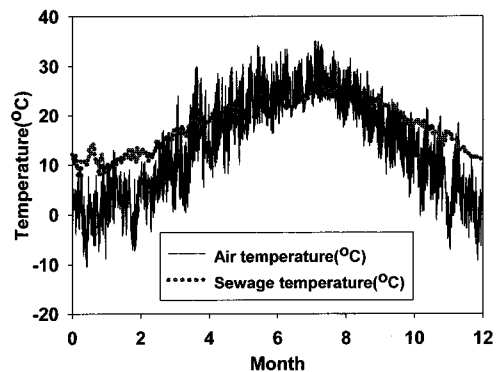


Fig. 9 Temperature of air and sewage according to one year.

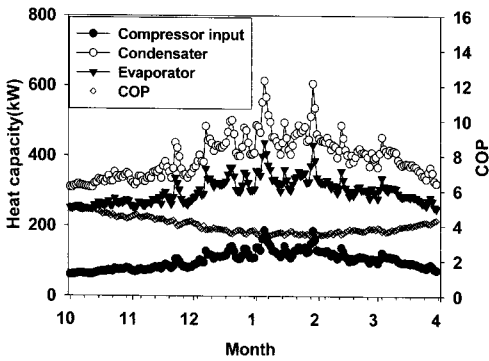


Fig. 10 Heat capacity and COP according to date in the winter season.

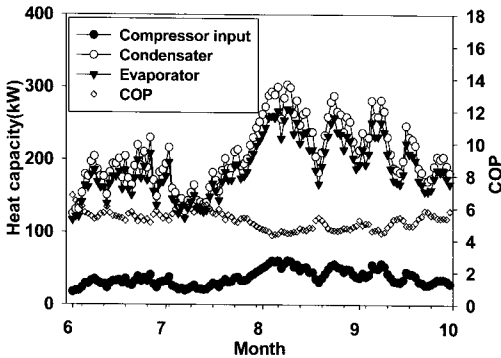


Fig. 11 Heat capacity and COP according to date in the summer season.

절기에는 더욱더 감소하는 것을 볼 수 있다.

특히 하절기 7월에 장마철의 기온 변화가 시스템 성능에도 영향을 미치고 있으며, 동절기에는 특히 추운 날씨에 있어서의 급격한 열부하 증가가 뚜렷한 것을 볼 수 있다. 이와 같이 본 해석 시뮬레이터는 기후 변화와 하수온도 변화에 잘 대응하도록 구성되어 있으며, 시스템 운영을 예측할 수 있는 프로그램으로 확인되었다.

Fig. 12는 본 연구의 미활용에너지 시스템을 LCC (Life Cycle Cost)⁽⁷⁾ 분석한 결과로 공조냉동설비의 일반적인 수명인 15년차에 있어서 LCC 결과이다. 이것은 월별 에너지 소비량에 대해 냉난방 열공급을 보일러 및 흡수식냉동기를 사용하는 통상적인 방법(Conventional case)과 하수열원 미활용에너지 이용 시스템(Heat pump system)을 사용하는 방법을 서로 비교한 것이다.

Table 2는 LCC 분석에 사용된 기준 데이터이

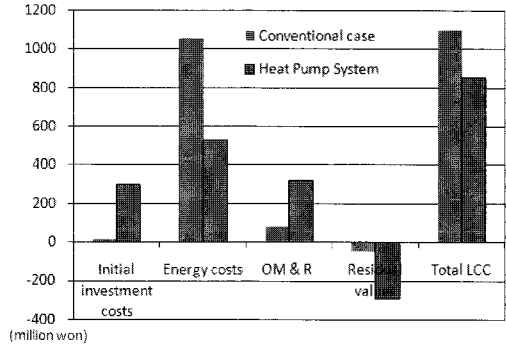


Fig. 12 Total LCC in 15 years of sewage system.

Table 2 LCC analysis data

(unit : 1000 won)

		Conventional case	Swage heat pump system
Initial Investment cost	Planning	20,000	50,000
	Construction	76,690	355,900
	Total	96,690	405,900
Operation, Maintenance & Repair cost	wages	30,000	30,000
	OM& R	6,768	28,413
	Total	36,768	58,413
Electricity cost	demand charge	contract power (650 kW) × 5,320 (won/kW)	
	charge	summer(7, 8) : power used (kWh) × 94.2 (won/kWh) spring and fall(4, 5, 6, 9) : power used (kWh) × 62.7 (won/kWh) winter(10, 11, 12, 1, 2, 3) : power used (kWh) × 69.9 (won/kWh)	
LNG cost	cooling	amount used (m ³) × 462.7(won/m ³)	
	heating	amount used (m ³) × 599.6(won/m ³)	

며, LCC분석에서 분석일자를 2007년 10월로, 분석 대상기간은 2008년 1월부터 설비의 수명 기간인 15년간으로 잡았다. 초기투자비의 산출은 분석시점에서 현재가격으로 하였다. 미활용에너지 시스템의 초기투자비는 실제 공사비와 열원기기의 가격 그리고 건물에서 열원까지의 배관 시설비를 포함하며, 회사마다 다른 값을 제시한다는 것을 유념하여 L사의 제안을 참고하였다. 한편 정기적인 수리유지비용(인건비, 수리비, 점검비, 일반관리

비 등)은 관리 방법에 따라 커다란 차이가 나지만 그 데이터가 충분하지 않아 초기투자비에서 건설비용의 7%로 잡았다. 또한 에너지비용은 전기의 경우에 용도, 계약전력, 계절, 사용시간대, 총 사용량 등에 따라 다르지만 본 연구에서는 한국 전력 일반용 갑 고압A 선택(1)을 택하였다. LNG의 경우는 D시의 2007년 10월 현재 LNG 가격이다. 상수도비와 하수도비는 제외하였다. 또 시설의 잔존가치는 기대수명으로 초기 투자비가 균등 분할하여 소멸되며 수명이 다하면 잔존가치가 0이 된다고 가정하였다. 한편 할인율(현재가치 환산율)은 최근 수년간 은행의 이자율을 고려하여 7%, 전기요금 및 LNG 가격은 물가 상승률을 고려하여 연간 3%의 가격상승이 있는 것으로 하여 산출하였다. LCC 분석결과 통상적인 방법의 경우가 15년간 현재 가격으로 약 2.5억 원의 비용이 더 소요되는 것으로 분석되었다.

4. 결 론

본 연구에서는 하수 미활용에너지 이용 시스템의 운전특성을 예측할 수 있는 특성해석 시뮬레이터를 개발하여 실험결과와 비교하였다. 또한 실제 하수온도와 대기온도 자료를 바탕으로 냉난방특성을 해석하고, 이 시스템의 LCC 분석과 함께 연간 에너지 소비 저감효과를 분석하였다. 본 연구의 주요결과는 다음과 같다.

(1) 성능예측 시뮬레이터에 의한 해석결과는 유한 실험범위에서 실험결과와 대체로 일치하여 프로그램 타당성을 입증할 수 있었다.

(2) 실제 하수온도와 대기온도를 이용한 연간의 시뮬레이션 결과, 동절기는 COP가 3~5, 하절기에는 4~6의 범위에서 변하여 이 시스템이 경제성을 가짐을 예측할 수 있다.

(3) D시의 환경관리 사무건물에 대해 본 시스템을 운전하는 경우에 대해 LCC 분석을 실시한 결과, 설치 후 15년간 운전하면 통상적인 보일러 및 흡수식 냉동기를 이용하는 경우에 비해 현재 가치로 2.5억 원의 이익을 얻을 수 있을 것으로 예측된다.

후 기

이 연구는 과학기술부 지원으로 수행하는 21세기 프론티어 사업(이산화탄소 저감 및 처리기술 개발)의 일환으로 수행되었습니다.

참고문헌

1. Lee, C. M., Choi, Y. D. and Kim, Y. C., 2001, Experimental Investigation on the Performance of Sewage Water Heat Source Heat Pump System with variation of Heat Source Temperature, Proceedings of the SAREK(Korean) 2001 Summer Annual Conference, pp. 1500-1504.
2. Kim, G. B., Kim, Y. C. and Woo, S. W., 2001, Simulation of a Heat Pump Using Sewage Water As a Heat Source Considering Fouling Effects, Proceedings of the SAREK (Korean) 2001 Summer Annual Conference, pp. 1346-1351.
3. Kakac, S. and Liu, H., 2002, Heat Exchangers, CRC Press, New York, pp. 70-83.
4. Burnside, B. M., 1999, 2-D Kettle Reboiler Circulation Model, Int. J. Heat and Fluid Flow, Vol. 20, No. 4, pp. 437-445.
5. Browne, M. W. and Bansal, P. K., 1999, An Overview of Condensation Heat Transfer on Horizontal Tube Bundles, Applied Thermal Engineering, Vol. 19, pp. 565-594.
6. Park, H. S., Hong, S. H., and Jang, M. S., 1999, A Study on the Typical Energy Consumption Criteria in Building, MCIE Report (Korean), KIER-983533.
7. Park, I. H., Yoon, H. K., Chang, K. C., Park, J. T., and Park, S. R., 2005, Life-Cycle Analysis of the River Water Unutilized Energy System, J. of SAREK(Korean), Vol. 17, No. 6, pp. 596-604.