[논문] 태양에너지
Solar Energy
Vol. 12, No. 3, 1992

꽃 저장용 냉장시스템과 태양열 복합형 급탕기 개발연구(Ⅰ)

정 현 채·김 기 선·선 경 호
경희대학교 부설 태양에너지 연구소

The R&D of hot water production by the combination of solar thermal and a large-sized flower cooling system(Ⅰ)

Jung, Hyun Chai · Kim, Ki Sun · Sun, Kyung Ho
Kyung Hee Univ. Institute of Solar Energy

요 약

본 연구에서는 꽃저장용 냉장시스템 등에 태양열을 이용할 수 있는 난방시스템을 조합하여 충분한 양의 고온을 확득하여 주택의 난방을 가능케 하는 시스템을 설계, 제작했다. 압축기는 기존의 압축기 냉각방식을 공냉식에서 수냉식으로 전환시켜 적절한 냉각효과의 증대는 물론 냉열을 회수하여 고온의 온수를 빠른 시간 내에 획득할 수 있는 시스템을 개발했다.

Abstract

Solar assisted heat pump with freon circulating system has been developed. Revising the cool chamber(flower storage) with the solar thermal hot water producing system, the more amount of hot water can be produced, which can be even used for room panel heating. The compressor was cooled by water jaket instead of air cooled so that the system energy efficiency was improved quite well.

Ⅰ. 서 론

최근 주목되고 있는 태양열 이용 난방장치로 다양하게 사용하고 있는 열펌프는 소량의 전기에너지를 공급함으로써 저온열원의 열을 효율적으로 이동시키는 역할을 하는 것으로, 이러한 열펌프의 작동은 일반적으로 냉매의 압축, 응축, 팽창 및 증발로 이루어진다. 태양열을 이용하는 열펌프식 난방장치는 겨울에 집열기에서 집열한 0-30℃의 비교적 저온의 열을 이용하는 것으로 각종 산업 process와 연관된 다양한 종류의 가열장치로도 응용이 가능하다.

태양열 이용 열펌프 연구는 1950년 Jodan, Threkeld[1]등의 태양열을 이용한 급탕 장치의 연구를 시작으로 1955년 Scorn[2]에 의한 직접팽창식 급탕장치가 발표된 이후부터 활발히 연구되었다. 특히 1973년에 일어난 유류파동으로 에너지에 대한 새로운 인식을 하게 되었으며, 에너지는 인류의 미래와 직결되므로 기술적으로 이를 해결하려는 연구가 지속되고 있으나, 아직까지 화석연료의 절약과 유효이용 이외에는 뚜렷한 해결방법이 없어 에너지 위기의식은 상존하고 있는 실정이다.

화석연료를 절약하는 수단으로 1978년 塵島建設[3]의 평판형 집열기를 이용한 태양열 열펌프 장치의 연구가 진행되었으며, 1983년 三騎三郎[4]등이 태양열을 이용한 흡수식 열펌프와 축열조를 이용한 장치를 냉·난방과 사용했으나, 집열기의 효율이 높을 때만이 높은 효율이 얻어진다는 단점이 있으며, 1984년 野口正夫[2]등은 직접 팽창 집열식 열펌프를 사용한 태양열 이용 온수기에 대한 연구를 발표하였으나, 아쉬운 점은 급탕부하의 증대에 비례해서 집열판의 판수와 축열조의 대형화가 필요하며, 악천후의 기후조건일때에는 온도가 저하하기 때문에 효과적인 성능이 얻어지지 않는다는 점과 또한 소량으로서 보다 많은 집열량과 온도보정기간이 요구되는 것이 문제점으로 지적되고 있다.

한편 태양열 온수기나 난방시스템에서 가장 문제시되는 겨울철의 동파를 근본적으로 해결하고 비오는 날이나 겨울철에도 충분한 온수를 획득할 수 있고 집열기 설치시 남쪽벽면에 태양입사각을 조절하기 위해 35-45 각도의 기울기로 설치해야 하는 까다로움을 탈피시켰다. 특히 프레온 기체 특성을 이용하여 태양열을 이용하는 이 시스템은 제작·설치에 많은 문제점이 있는 태양열 집열기 대신 태양열과 대기열을 흡수할 수 있는 금속흡열판을 사용하여 유리덮개나 단열재가 필요없게 되었다.

그러나 문제는 이 시스템이 요즘 심각한 사회문제로까지 번진 성층권의 오존층 파괴의 주범인 프레온 냉매를 작동유체로 사용하고 있다는 것이다. 1985년에 남극의 오존층에 구멍이 뚫린 것이 알려지고, 오존층 파괴의 삼각성이 확인된 후, 1987년에 오존층 보호를 위한 비엔나 협정과 오존층 파괴물질을 규제하는 몬트리올의정서가 선진공업국들의 합의가 채택되어 선진공업국들이 서기 2000년까지CFC(Chlorofluorocarbon)의 사용을 중지하도록 되어 있다. 또 우리나라도 1992년 2월말에 오존층 보호를 위한 비엔나 협정과 오존층 파괴물질을 규제하는 몬트리올의정서에 가입신청서를 냈다. 앞으로 협약 이행에 필수적인 기술을 확보하지 못할 경우 비싼 대가를 치르며 기술을 도입하든지, 수출입의 전면금지라는 불이익을 당하든지 양자택일을 할 수 밖에 없는 실정이다. 결국 유일한 대안은 규제물질의 사용할 점차 줄이면서 대체물질을 개발, 확보하는 길과 대체냉매를 사용할 수 있는 열펌프개발이 시급한 연구과제라고 생각된다.

본 연구는 꽃저장용 냉장시스템 등에 태양열을 이용할 수 있는 난방시스템을 조합하여 충분한 양의 고온을 획득하여 주택의 난방을 가능케 하는 시스템을 설계·제작하기 위하여 수행되었던 바, 연구내용은 다음과 같다.

(1) 냉장시스템과 태양열 온수시스템을 적절히 연결시켜 기호조건에 맞는 시스템을 개발하여 냉장실에서 얻은 열부하, 태양열과 대기로부터 획득한 열을 집열기로부터 얻어서 난방이 가능한 시스템을 개발한다.

(2) 기존의 압축기 냉장방식을 공냉식에서 수냉식으로 전환시켜 적절한 냉각효과의 증대는 물론 냉열을 회수하여 고온의 온수를 빠른 시간내에 얻을 수 있는 시스템을 개발한다.

(3) 한 개의 압축기에 두 개의 증발기를 조합한 복합형 시스템을 분석하고 그들의 데이타로부터 최대의 열효과를 가진 시스템을 설계·개발한다.

(4) 설계된 시스템은 꽃을 싱싱한 상태로 보관할 수 있는 3℃에서 8℃까지의 온도를 유지하면서 많은 양의 온수를 난방이 가능케하고 그 시스템을 제작하여 실용화를 연구 검토한다.

II. 원 리

응축식 열펌프의 원리는 열원에 의해 증발기에서 발생된 냉매의 증기를 압축기로 압축하여 고온 고압의 상태로 응축기에 토출시켜 냉매의 응축잠열을 이용하여 가열매체의 온도를 상승시키는 장치이다. 이 장치에서는 저온부로부터 열을 흡수하는 작용과 고온부로 열을 방출하는 작용으로 이루어지므로 냉방과 난방을 동시에 할 수 있다.

열펌프는 기본적으로 증발기, 압축기, 응축기, 팽창밸브 등의 주요기기로 되어 있다. 구성도를 보면 Fig. 1에서

과정 2-3 : 등엔드로피 압축(isoentropy compression)

4-1 : 팽창밸브를 통하여 정엔탈피 하에서 비가역 팽창(irreversible expansion valve under isoenthalphy)

1-2 : 정온, 정압하에서 증발-증기(evaporation to vapor under isobaric processes)

2-2 : 냉매의 가열(super heating of the vaporized gas)

4-4 : 냉매의 과냉(subcooling of the compressed gas)으로 구성되어진다.

열펌프 cycle의 P-H선도 및 T-S선도를 보면 압축기에서 나온 고온고압의 과열 증기는 응축기에서 주위로 응축열 Q_H를 방출하면서 포화액체 냉매는 팽창밸브를 거치면서 팽창되어 저온 저압 상태로 증발기에 들어간다. 냉매는 증발기를 통과하면서 주위로부터 증발열 Q_H를 방출하면서 포화증기 상태가 된다. 증발기에서 나온 저온 저압의 포화증기는 압축기로부터 일 W_{comp}를 받아 고온고압의 과열증기가 된다.

이상적인 열펌프의 성적계수는

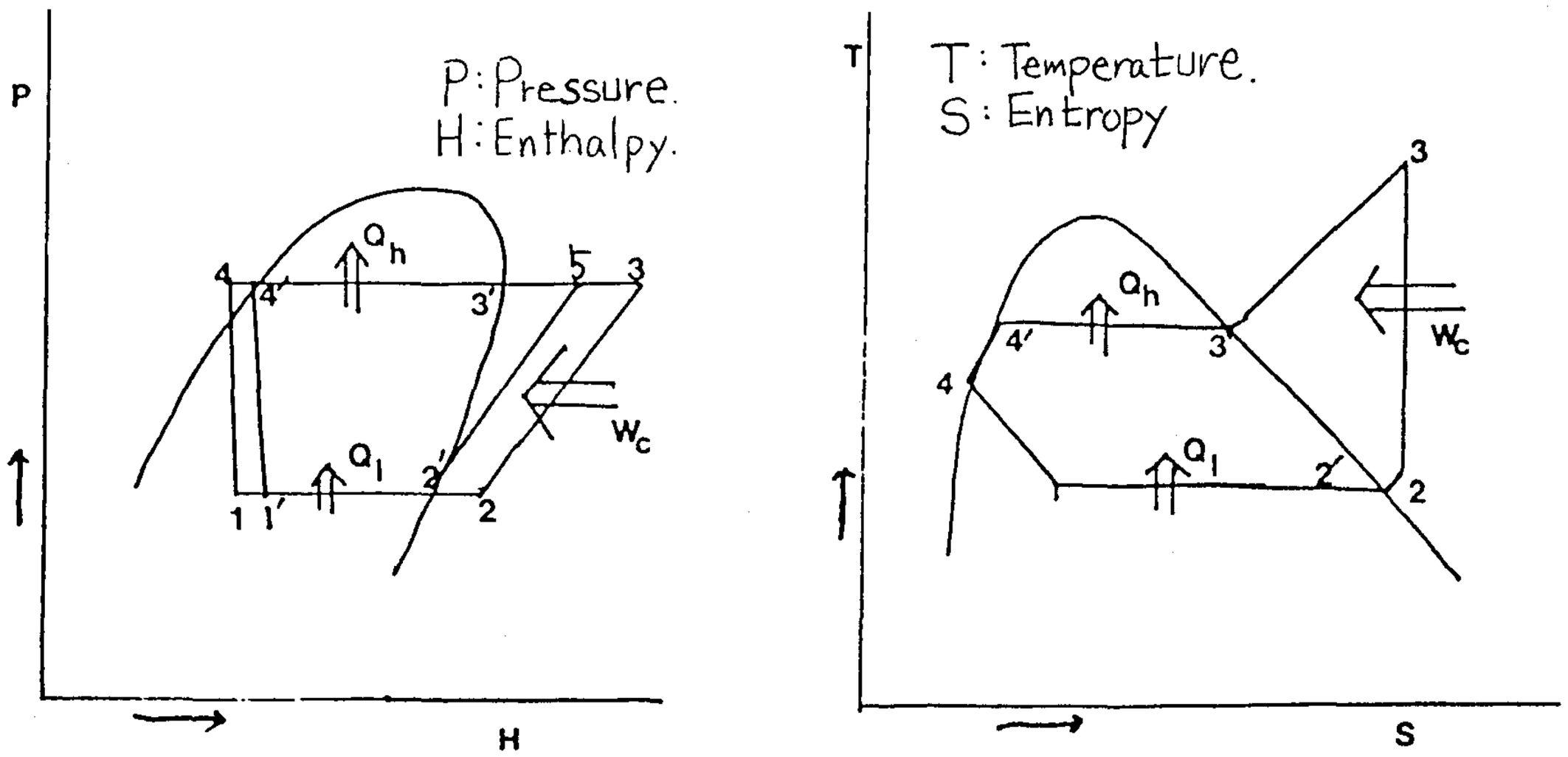


Fig. 1 Thermodynamic cycle of heat pump.

Table 1. Expansion-compression characteristics of freon

R-22; Calculations for 1,000kcal/hr cycles, evaporation at -5, 0.5℃ and condensation at 55℃

	계 산 식	증발온도(℃)따른 계산값		
		-5	0	5
냉매의 냉동효과	$q_o = i_3 - i_1$(kcal/kg)	31.3	32.0	32.7
	$q_o' = 0.95 \times q_o$	29.735	30.4	31.07
	v"(압축기 입구에서의 비체적) (m^3/kg)	0.0554	0.0471	0.0403
	흡입 gas/m^3당의 냉동효과 : q'/v"(kcal/m^3)	536.73	645.44	770.97
냉매의 순환량	G = 1,000/q_o'(kg/h)	33.63	32.89	32.19
	G' = 1,000/$\Phi q_o'$.(Φ : 냉동 효과비 = 0.85)	39.57	38.7	37.87
배제가스 체 적	V_{th} = G' X V"(압축기 흡입 가스량) (m^3/h)	2.19	1.82	1.53
	$V_a = V_{th}/n_v$ (피스톤압출량) (체적효율 : n_v = 0.8) (m^3/h)	2.74	2.28	1.53
압축일	AL(총일량) (kcal/kg)	8.5	8.7	8.8
	AL x G'/632(소요동력) (PS)	0.53	0.53	0.53
응축열량	q' = q_o' + AL(kcal/kg)	38.235	39.1	39.87

$$C.O.P_{ideal} = \frac{Q_{load}}{W_{comp}} C.O.P_{ideal}{}_{refrigeration} + 1$$

$$= \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_2} = \frac{h_2 - h_1}{h_3 - h_2} + 1$$

이고 열펌프는 열기관과 정반대이며 역carno cycle의 효율(η_c)에 의해서 성적계수가 제한된다. 압축기의 효율을 고려한 실제 압축열은

$$C.O.P_{actual}{}_{heat\ pump} = \eta_{comp} \times C.O.P_{ideal}{}_{refrigeration} + 1$$

$$W_{comp}{}_{actual} = \frac{Q_{load}}{\eta_{comp} \times C.O.P_{ideal}{}_{refrigeration} + 1}$$

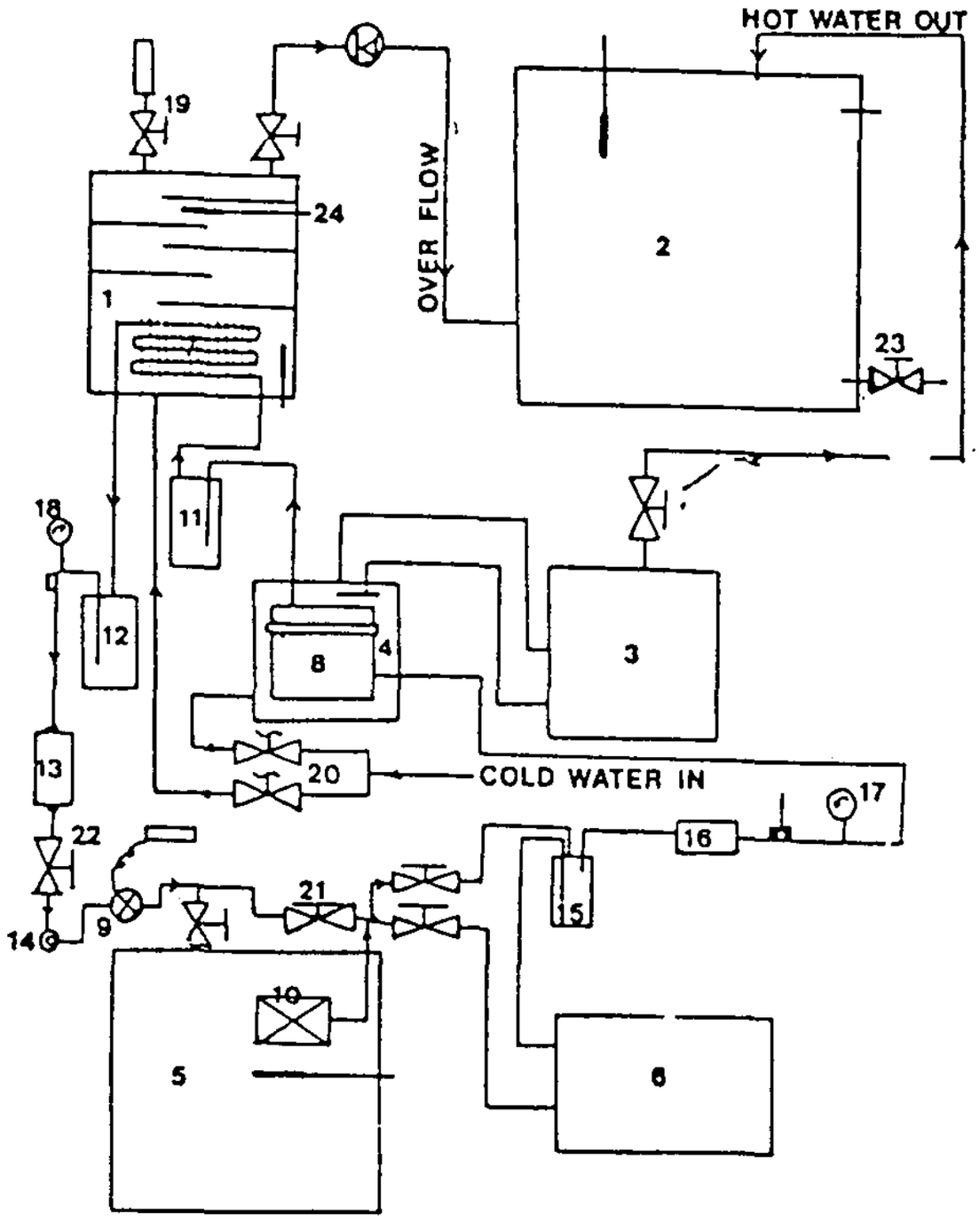
이다.

한편, 냉매 R-22의 압축팽창 특성열을 실험적 조건에 맞추어 계산해 보았다. 즉, 축열조의 물의 양 m = 300ℓ를 시수온도 T_{we} = 10℃에서 온도 T_{wa} = 50℃까지 올리는데 필요한 열량 1,000kcal/hr(≒ 0.3012 냉동톤)에 냉매가 -5, 0, 5℃에서 증발하고 55℃에서 응축될 때의 계산값을 Table 1에 나타내었다.

Ⅲ. 실험장치 및 방법

3.1 실험장치 설계. 제작

Fig. 2는 전체 시스템 구성을 제시하고 있다. 이 시스템은 축열조, 압축기, 팽창밸브, 냉장실 등 5가지 부분으로 나눌 수 있고 각 부분은 동관으로 연결되어진다. 사용된 압축기는 미국의 Tecumseh사 제품인 AJ21OFT-206으로 power는 1.5H.P이다. 사용냉매는 R-22 기체전용이며 압축방식은 왕복식이다. 팽창밸브는 외부균압 방식의 일본의 FUZI KOKI사 제품으로 orifice assembly의 밸브형식 및 규격용량(냉동톤 Tk)은 FAF R 22 -0.9이고 TX2-0.1-3.5이며 2번, 68-2015를 사용했다. 태양열 집열기는 알루미늄 롤 본드형으로 면적은 900mm × 1,800mm이고 냉매의 통로가 된



1 : Main water tank
2 : Sub−tank
2 : Third tank
4 : Hot water jacket
5 : Cool chamber
6 : Solar panel
7 : Heat exchanger
8 : Compressor
9 : T. E. V. (Thermostatic Expansion Valve)
10 : Evaporator
11 : Oill separator
12 : Liquid receiver
13 : Filter drier
14 : Magic eye(Moisture indicator)
15 : Accumulator
16 : Strainer
17 : Low Pressure gauge
18 : High pressure gauge
19 : Safety valve
20 : Solenold valve
21 : Stop valve
22 : Repair valve
23 : Drain valve
24 : Temp. Sensor

Fig. 2. A schematic diagram of the experimental apparatus.

부분에 미리 흑갈색을 칠한 두장의 알루미늄판을 프레스 용접하고 접착하지 않은 채 수압의 이용으로 부풀게 하여 판상으로 제작했다. 축열조는 용량이 220ℓ이고 60mm두께의 스치로폴 단열재로 둘러싸인 사각형태인 주 축열조와 540ℓ의 보조 축열조, 80ℓ의 수냉식 보조 축열조 등이 있다. 냉장부는 워크 인 캐비닛으로 크기는 210cm × 250cm이고 단열두께는 스치로폴 100mm, 창의 면적은 125cm × 75cm인 3중 유리로 되어 있으며 증발기는 Kyung Dong사의 모델 KUCT303이다. 부속기기는 압력콘트롤, 에어벤트, 솔레노이드 밸브, 안전 모우터 제어기, 필터 드라이어, 어큐뮬레이터, 수액기, 투시경, 여과기 등등이 있다.

3.2. 실험 방법

3.2.1. 실험 범위

꽃 저장용 대형 복합형 냉난방 시스템 실험은 꽃을 싱싱한 상태로 보관할 수 있는 온도 3℃에서 8℃까지 유지하면서 태양열과 대기로부터 효과적으로 열을 획득할 수 있는 방안을 모색한다. 꽃 저장용 냉장시스템과 태양열과 프레온 기체 압축열 복합 온수시스템을 각각 실험하고 각각의 실험데이타를 분석하여 두 시스템을 복합하여 새로운 시스템을 설계·제작한다. 실험은 복합직렬 시스템과 복합병렬 시스템으로 분류되는데 복합직렬 실험은 한 개의 압축기에 냉장실의 증발기와 태양열 집열기가 직렬 연결한 것이다. 또 복합직렬 시스템은 태양열 집열기로서 알루미늄 롤 본드형 증발기를 사용했고 복합병렬의 경우는 라디에이타형(크기 : 885mm × 1,800mm)증발기를 한장 사용하였다.

연구기간은 배관형식에 따라 직렬 실험이 1990년 7월 13일부터 1991년 4월 30일까지이고 병렬연결 실험이 1991년 5월 1일부터이다. 이 논문에는 직렬연결 실험데이타 분석만 다루었으며 병렬의 것은 설계만 거론하였다. 병렬실험은 현

재에도 진행 중에 있으며 차후에 실험데이타 분석할 것이다.

3.2.2. 온도 측정

온도측정은 축열조의 냉수공급을 위한 솔레노이드 밸브의 온도조절과 냉장실의 항온을 유지하기 위해 이태리의 Eliwell사의 ewtc101형 디지탈 온도계를 사용하여 기록했다. 꽃 저장용 시스템 개발 실험에서는 3가지로 구분하여 온도측정 했다. 냉장시스템 실험은 온도센서를 열교환기 입·출구, 냉장실 입·출구, 축열조 상·하단부의 온도를 매 시간마다 측정한다. 이때 축열조 용량 300ℓ의 물을 약 37℃까지 측정하여 이 시스템에서 얻어낼 수 있는 최적 온수 온도를 확인했다. 온수기 시스템 실험에서는 온도센서를 열교환기 입·출구, 집열기 입·출구, 축열조 상·하단부에 설비하여 온도를 매시간 측정하고 때의 온도범위는 약 50℃이다. 또, 복합형 직렬 시스템 실험은 약 43℃이다.

3.2.3. 압력 측정

압력측정은 압축기 입구에 저압계, 열 교환기 출구에 고압계를 각각 설치하여 측정했다. 사용한 고 압력계는 Pressure gauge(측정범위 : 0-35 kg·f/㎠, 세광계기사제품), 저 압력계는 Compound gauge(측정범위 : 0-15kg·f/㎠)이다.

3.2.4. 전력량 측정

전기량 측정은 소모되는 전기량을 측정하기 위해 대한 전선 제품(교류단상 2선식) 적산전력계〈30(10)A, 22V, 20Hz, 500Re/kWh)를 사용했다.

3.2.5. 전류량 및 전압량 측정

압축기에 걸리는 부하량은 1kV 범위 내에서 20A까지 측정할 수 있는 A-meter, V-meter(type : SK80, 세광계기사 제품)를 사용하여 측정했다.

Ⅳ. 결과 및 고찰

4.1. 외기상황에 따른 각 시스템별 성능 비교.

Table 2. 에서는 월별로 가장 좋은 날과 가장 나쁜 날을 택해서 서로 비교하교 실험기간 7월부터 9월까지를 비교하되 축열조 내의 물 300ℓ를 온도 15℃ 상승시키는데 필요한 열량 4500 kcal에서 소모된 전기량을 kcal단위로 환산해서 삭감해 주면 집열시스템이 태양열과 대기로부터 획득한 열량이 산출된다. 태양열과 대기로부터 획득열량이 각 월별로 흐린 날과 맑은 날로 산출하여 Table 2에 나타내었다.

대체로 태양열과 꽃 저장용 냉장 복합 직렬 시스템은 총 획득 열량에서 전기에너지가 투입된 것이 50%내지 60%정도이고 나머지 40%에서 50%가 태양열과 대기로부터 획득한 열로 간주될 수 있다.

두드러진 것은 날씨가 좋은 날일수록 상대적으로 적은 전기에너지로 고온의 다량 온수를 획득할 수 있고 태양열로 인해 쉽게 온수를 획득할 수 있는 것이다. 즉 Table 2에서 본 바와 같이 7월 30일의 외기온도가 35℃일때 가장 많은 태양열 부분으로 50.08%에 달했고 태양열 부분을 가장 낮게 차지할때는 8월 17일의 3번째 실험일 때의 40.08%의 태양열을 획득할 때였다.

Table 3에서는 하루의 태양열 획득과정을 아침부터 저녁까지 관찰하되 작동시작부터 가장 우수한 데이타와 그렇지 못한 데이타를 비교하여 각 시간마다 획득열량을 기록했다. 대부분의 경우 12시 부터 14시 사이에 획득한 열량이 많은데 역시 태양 일사조건이 가장 좋을때 열성능이 매우 우수함을 확인했다. 복합형 직렬시스템의 시간당 획득 열량이 태양열 온수 시스템만을 가동시킬 때보다 더 큰 것으로 보아 성능이 훨씬 더 향상되었음을 알 수 있었다.

Table 2. Performance characteristics of the newly combined series system according to weater conditions
[The total heat to raise the storage water(△T=15℃) is assumed to be 4500 kcal]

(1990) Date month, day	Starting time. (hr : min)	Amb. temp. (℃) (weather)	Time to raise temp. 15℃(△t) in hour	Consumed · electric power in kcal	Solar thermal fraction (kcal)
7.26	09 : 08	24(rain)	2.0	2592.5(57.60%)	1908.0(42.40%)
7.28	10 : 09	30(clear)	2.3	2505.6(55.68%)	1994.4(44.32%)
7.30	10 : 47	35(clear)	1.8	2246.4(49.92%)	2253.6(50.08%)
8.17(1)	11 : 29	33(clear)	2.1	2764.8(61.44%)	1735.2(38.56%)
8.17(2)	15 : 10	25(clear)	2.0	3592.0(57.60%)	1908.0(42.40%)
8.17(3)	19 : 06	25(clear)	2.4	26.7814(59.52%)	1831.6(40.48%)
8.20	17 : 55	23(clear)	2.3	2764.8(61.44%)	1735.2(38.56%)
8.27(1)	09 : 43	33(clear)	2.9	2592.0(57.60%)	1908.0(42.40%)
8.27(2)	17 : 41	26(clear)	1.9	2505.6(55.60%)	1994.4(44.32%)
8.31	13 : 06	20(clear)	2.0	2592.0(61.44%)	1908.0(42.4%)
9.4	10 : 11	32(clear)	2.0	2419.2(53.76%)	2080.8(46.24%)
9.5	09 : 31	25(clear)	2.2	2592.0(61.40%)	1908.0(42.40%)

Table 3. Performance characteristics of the newly combined series system according to time variations(Obtained heat/hour at each hour of the day)

System type	Date month. day	Starting time (hr : min)	Amb. temp.(℃) (Weather)	Obtained heat per hour at each hour at each hour of the day(kcal/hr)						
				1	2	3	4	5	6	7
Newly comblined	9.4	10 : 11	32(clear)	2100	2100	2208	300	2208	1470	1470
	9.5	09 : 31	25(cloudy)	2100	2100	2100	2208	2208	1470	1470
Solar	9.130	9 : 53	29(clear)	600	600	600	600	900	750	750

4.2. 작동시간에 따른 총체적 획득 열량

태양열과 프레온기체 압축열 복합 시스템에서 획득 총체적 열량은 소모되는 전기에너지와 직사 일사량의 흡수, 간접 복사량 및 대기로부터 획득한 열량 등이 있는데, 이것들을 총체적으로 축열조의 수온 상승형태로 측정했다. 꽃 저장용 시스템에서는 냉장실 내부의 공기열은 물론 전등과 냉장실 출입문의 개폐로 인한 고온의 실내열 혹은 대기열, 꽃들의 잠열, 저장실의 캐비닛의 단열되지 못한 열, 작업하는 사람의 체온까지도 전부 얻은 총 열부하가 축열조의 수온상승에 기여하므로 획득열량으로 계산했다. Table 4에 의하면 꽃 저장용 시스템의 실험에서는 시스템의 종류에 따라 성능이 상당한 차이가 있으며 시스템 종류로는 새롭게 설계된 복합형 직렬 시스템이 월등히 우수했다. 또, 복합형 직렬 시스템의 시스템의 성능이 앞서 본 연구소에서 라디에이타형 태양열 집열기와 조합한 신개발 태양열 온수기의 것보다 훨씬 더 우수했다. 그리고 Table 4에서 비교한 네 가지 시스템 중에서 성능이 가장 뒤지는 것은 온수 시스템이었는데 이것은 정확한 수치 계산은 할 수 없으나 프레온 R-22를 작동유체로 사용한 시스템이 9월 19일의 외기온도 30℃임에도 불구하고 1,285.7kcal/hr를 얻은 반면에 12월 12

Table 4. Time taken to raise the temp. 15℃(△T) and the electric power consumption for the various systems

System type	Date month day	Starting time hr : min	Amb. temp. (weather) (℃)	Time to raise temp. 15℃(△t) in hr.	consumed eletric power in kWh	Avdrage Obtained heat per hour (kcal/h)
Refiger-ated	7.13	07 : 30	27(cloudy)	3.0	2.7	1500.0
	9.14	08 : 14	25(cloudy)	3.2	2.8	1406.3
Solar	9.14	12 : 42	22(cloudy)	4.0	5.0	1125.0
	9.19	08 : 57	30(clear)	3.5	4.5	1285.7
Newly combined	9.4	10 : 11	32(clear)	2.0	2.8	2250.0
	9.5	09 : 31	25(cloudy)	2.3	3.4	1956.5
Newly develop-ed	2.2	09 : 45	1(cloudy)	4.0	1.8	1050.0
	2.12	09 : 17	11(clear)	3.0	1.4	1400.0

일의 11℃의 싸늘한 날씨에도 1,400.0kcal/hr의 더 높은 열량을 획득했음을 확인했다. 전체적으로 보면 성능은 새롭게 설계한 복합 직렬 배관연결 시스템이 현재까지 가장 우수했다. 한편, 라디에타형 태양열 집열기에 대한 경우와 복합형 병렬배관 연결한 실험은 앞으로 좀 더 검토·분석될 것이다.

4.3. 온수기의 성능향상을 위한 최적 설계 방안

4.3.1 꽃 저장용 대형 냉장 시스템과 태양열을 이용한 온수 시스템의 복합 배관별 시스템의 설계

Fig.3에서 보는 바와 같이 복합 병렬 시스템은 복합 직렬 시스템과 비교하여 팽창밸브와 냉매 자동 단속밸브를 각각 2개 설치하여 설계·제작된 것이다. 팽창밸브 1은 온도센서가 집열기 출구측에 설치하여 프레온기체 온도변화에 따라 냉매량의 내부에 설치하여 최적 온수온도인 50℃ 내외의 고정된 온도에서 자동적으로 냉매의 흐름이 단속하고 솔레노이드 밸브 2의 것은 냉장실 내부에 설치하여 꽃 저장용 최적온도인 3℃-8℃의 온도범위 내에서 고정되어 냉매의 흐름이 자동으로 단속할 수 있는 시스템을 설계·제작한다.

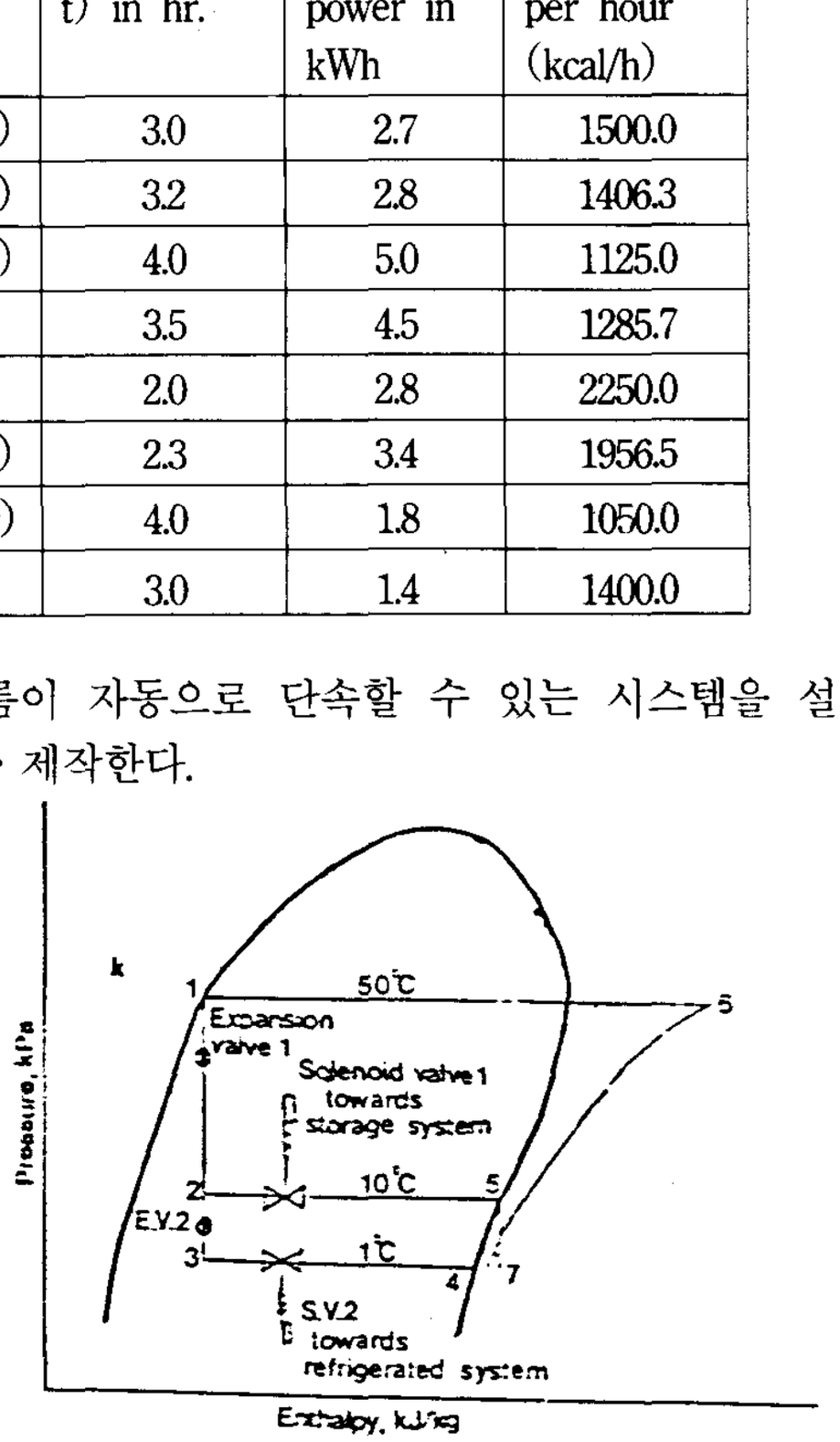


Fig. 3 A. Design of newly combined parallel system.
B. One compressor and two evaporators with a pressure-reducing valve to maintain a high temperature in solar panel

Table 5. High, low pressure and electric current variations of the various system according to temp. variations of water tank

System type	Comparison factors	Temperature variations of the water tank(℃)						
		20	25	30	35	40	45	50
Refrige-rated	High Pressure(kgf/cm²)	9.0	14.5	16.0	18.0	-	-	-
	Low Pressure(kgf/cm²)	8.8	2.8	2.9	3.0	-	-	-
	Ammeter(A)	0.0	6.6/7.3	7.1/7.4	-	-	-	-
Solar	High Pressure(kgf/cm²)	6/8	11.0	12.5	15.5	16.4	19.0	19.2
	Low Pressure(kgf/cm²)	6/8	1.2	1.4	1.8	2.0	2.5	2.6
	Ammeter(A)	0.0	4.5	5.0	5.5	5.8	6.2	6.8
Newly Combined	High Pressure(kgf/cm²)	9.0	13.5	15.0	17.0	18.5	20.0	-
	Low Pressure(kgf/cm²)	8.5	2.1	2.4	2.7	3.0	3.2	-
	Ammeter(A)	0.0	5.9	6.2	6.9	7.2	8.2	-

4.3.2 꽃 저장용 복합형 시스템의 최적 조건의 설계지침 마련을 위한 데이타 분석

Table 5에서 본 결과 시스템의 종류에 따라 고압과 과부하가 걸리지 않는 범위 내에서 획득할 수 있는 최고 온수온도가 냉장시스템은 약 37℃이었고 태양열 온수시스템은 약 50℃이었다. 또 새로 조합한 복합 직렬 시스템은 약 43℃의 온수를 획득할 수 있었다. 이때의 고압계는 약 19.5kg.f/㎠이었고 전류량은 냉매량에 따라 다소의 차이는 있었으나 7.5A이었다.

Ⅴ. 결 론

꽃 저장용 대형 복합형 냉난방 급탕기 개발연구 결과는 다음과 같다.

(1) 꽃 저장용 냉장시스템만의 운행으로 물 300ℓ가 얻은 열량은 7월에서 8월 사이에서 약 1,400kcal/hr이었고 이때 작동 소요시간은 3시간 가량이었다. 압축기의 과부하가 걸리지 않는 조건하에서 최고 온수온도는 약 35℃임을 확인했다.

(2) 태양열 온수기의 경우는 물 300ℓ가 최고 온수온도 약 50℃의 약 6시간 동안 약 1,000kcal/hr의 열량을 획득했다.

(3) 태양열 시스템과 냉장 시스템의 직렬배관 실험은 꽃 저장용 냉장실내의 온도 3-10℃ 유지하면서 외기상황에 따라 조금씩은 달라지지만 물 300ℓ을 최고 온수온도 약 40℃까지 거의 일정하게 3시간동안에 획득함을 알아냈다.

(4) 압축기는 기존의 압축기의 냉각방식인 공냉식을 수냉식으로 전환시켜 적절한 냉각효과의 증대를 보였음은 물론 최대한의 열효율에 의해 고온의 온수를 빠른 시간내에 획득할 수 있음을 간접적으로 확인했다.

후 기

본 연구가 1989년도 동력자원부에서 시행한 대체에너지 개발사업의 연구자금에 의하여 수행되었음을 감사하게 생각하며, 아울러 독일의 Karlsruhe 대학교의 Institüt fur Thermodynamik und Kältetechnik의 Bier교수께서 많은 기술정보를 제공해 주신데 감사를 드립니다.

참고 문헌

1. 田中俊著, 冷凍, Vol. 58, No. 671, pp.84-89, 1983.
2. 野口正夫他, 冷凍, Vol. 61, No. 706, pp.86-90, 1986.
3. 所原俊平他, 塵島 建設技術 研究所 年報 26號,

p.249, 1978.
4. 川崎三郎, 栗本秀, 冷凍空調 技術, Vol. 34, No. 39 5, pp.55-65, 1983.
5. 정현채 외, "태양열과 프레온 기체 압축열 복합 온수기 개발", 태양에너지, Vol. 10, No. 2, pp.18-2 7, 1990.
6. D. A. Reay and D. B. Macmichael : "Heat pu mps, theory, design and application", Pergamon press, Oxford, pp.302, 1979.
7. S. Iwanage, T. Watanabe, M. Ohama, et. al. : Pro ceedings of the International Symposium on the application of Solar Energy, April, 1985, Hakone, Japan, "SOLAR WATER HEATER USING DIRE CT EXPANSION COLLECTOR HEAT PUMP", pp.53-58, 1985.
9. R. D. Ellison, "Heat pump modeling : A progress report", Proceedings of the fourth annual heat pump technology conference, Oklahoma state Uni versity, pp.9-10, 1979.
10. K. L. Krakow and S. Lin, "A solar source heat pump with refrigerant-cooled solar collector for cold climates", International Journal of Refrigeration, pp.20-33, 1983.
11. 이영수, 서정일, "시뮬레이션에 의한 태양열 난방의 최적 설계에 관한 연구", 공기조화·냉동공학, Vol. 3, pp.179-186, 1985.
12. Yoshiharu Shimobu and Kenji Matsuki, ISIS Solar World Congress 1989, Kobe, Book of Abstracts, pp.533, A phototype Direct-Expansion Solar heat pump sysyem Energy Conversion lab. sharp copo ration, Nara, Japan.
13. J. S. Mitchell and T. E. Audit, "Performance of Combined Solar Heat Pump System", Solar Energy, Vol. 22, pp. 125-135, 1979.
14. K. I. Krakow and S. Lin, "Combined Solar and Air Source Collector Evaporators", ASHRAE Transa ctions, Vol. 92, Part 1A, pp.474-485, 1986.
15. S. E. Ogbeide, S. A. K. El-Meniawy, S. Devotta, F. A. Watson and F. A. Holland, "An Experimental Evaluation of R-11 as a Heat Pump Working Fluid in Comparison With Some Other Working Fluids", Energy Research, Vol. 7, pp. 129-135, 1983.
16. M. P. O'Dell, J. W. Mitchell and W. A. Beckman, "Design Method and Performance of Heat Pumps with Refrigerant-Filled Solar Collectors", J. of Solar Energy Engineering, pp. 203-210, 1981.

investigated. As a result, the best location of the heat source to make the active heat transfer is 0.075[m] from the left wall on the floor. The trends observed are also discussed in terms of heat removal from practical systems such as electric circuitry.

The R&D of hot water production by the combination of solar thermal and a large-sized flower cooling system(Ⅰ)

Jung, Hyun Chai · Kim, Ki Sun · Sun, Kyung Ho
Kyung Hee Univ. Institute of Solar Energy

Solar assisted heat pump with freon circulating system has been developed. Revising the cool chamber(flower storage) with the solar thermal hot water producing system, the more amount of hot water can be produced, which can be even used for room panel heating. The compressor was cooled by water jaket instead of air cooled so that the system energy efficiency was improved quite well.

Misgurnus anguillicaudatus(CANTOR) Breeding in Winter Season by Solar Thermal Heating(Ⅱ)

Hyun-Chai Jung* · Kyung-Ho Sun* · Yong-Sun Paek**
**Kyung Hee Univ. Institute of Solar Energy*
***Teacher, High school of Kwang Dong, Kyung-Gi Do*

The optimum water temperature was maintained for Misgurnus anguillicaudatus(CANTOR) in winter season by solar thermal heating. The optimum temperature ranges for the Misgurnus anguillicaudatus(CANTOR) were experimentally estimated, i. e. for the body length 7~9cm and body weight 4~6g, the optimum temperature range was 21~23℃.

For the body length 9~11cm and body weight 6~8g, it was 23~25℃, And for the body length 11~13cm and body weight 8~10g, it was 25~27℃. The Misgurnus anguillicaudaus(CATOR) with the body weight 5~10g and body length 8~15cm grew relativeiy fast but the bigger ones with body weight above 15g, grew relatively slow and total average weight increment was about 50~80g per month.

An experimental study on solidification of binarymix-ture

Han-Sung Cho* · Hie-Tak Choi* · Jai-Suk Yoo**
**Graduate School, Ajou University*
***Department of Mechanical Engineering, Ajou University*