

[논문] 태양에너지
Solar Energy
Vol. 18, No. 4, 1998

공기열원 2중히트싱크 열펌프의 성능해석

우정선*, 이세균**, 이재효***, 박효순*

- * 한국에너지기술연구소
- ** 충북대학교 기계공학부
- *** 건국대학교 기계공학부

Performance Analysis of Heat Pump System with Air Source Evaporator and Single Unit Dual Sink Condenser

J. S. Woo*, S. K. Lee**, J. H. Lee***, H. S. Park*

- * *Korea Institute of Energy Research*
- ** *Chungbuk National University, School of Mechanical Engineering*
- *** *Kon-kuk University, School of Mechanical Engineering*

ABSTRACT

Floor panel heating system using hot water is the primary heating system of domestic residential building. This paper presents the results of performance analysis of the heat pump system with air source evaporator and single unit dual sink(SUDSk) condenser. The heat exchanger combines two separated condensers into a single condenser and the object of the SUDSk condenser is to release energy to dual sinks, i.e. air for air heating system and water for panel heating system in one single unit. Simulation program is developed for single unit dual source(SUDS) SUDSk heat pump system and some experimental data are obtained and compared with simulation results. Differences of heating capacity and COP in dual source operating mode are 7 % and 8 % respectively. Simulation results are in good agreement with test results. Therefore, developed program is effectively used for design and

performance prediction of dual source dual sink heat pump system with SUDS evaporator and SUDSk condenser.

기 호 설 명

- A_h : 열교환기 전면 면적 [m^2]
- A_{aa} : 핀튜브의 공기접촉 면적 [m^2]
- A_{ra} : 냉매접촉 면적 [m^2]
- Bo : 보일링 수
- C : 정수
- C_{max} : 최대열용량을 [W/K]
- C_{min} : 최소열용량을 [W/K]
- C_a : $N_{Re, sp}$ 에 따른 수정계수
- C_b : $N_{Re, sp}$ 에 따른 수정계수
- Co : 컨백션 수
- Coa : 핀의 열전달계수 보정계수
- Cp : 정압비열 [J/kgK]
- Cp_m : 습공기 정압비열 [J/kgK]
- D : 직경 [m]
- De : 상당지름 [m]
- F_2 : 상관계수
- F_a : 공기측 열전달면적에 대한 핀의 열전달면적 비
- Fr_L : 프루드 수
- g : 중력가속도 [m/s^2]
- G : 질량유량 [kg/m^2hr]
- h : 열전달계수 [W/m^2K]
- h_{ave} : 평균 응축열전달계수 [W/m^2K]
- h_{fg} : 증발잠열 [kJ/kg]
- h'_{fg} : 엔탈피 차 [kJ/kg]
- h_{tp} : 평균 응축(혹은 증발)열전달계수 [W/m^2K]

- j : 상관계수
- k : 열전도도 [W/mK]
- \dot{m} : 냉매유량 [kg/s]
- \dot{m}_r : 표준질량유량 [kg/s]
- N_{cap} : 모세관 수
- n_d : 열교환기 총유효성
- N_{Pr} : 프란틀 수
- N_{Re} : 레이놀즈 수
- N_T : 튜브 열수
- NTU : 전달 단위수
- q : 열유속 [W/m^2]
- \dot{Q} : 열전달량 [W]
- T : 온도 [K ($^{\circ}C$)]
- $T_{v, ds}$: 혼합평균냉매온도 [K ($^{\circ}C$)]
- U : 총괄열전달계수 [W/m^2K]
- W : 습도비
- W_T : 공기유동방향의 열교환기 점유비
- x : 건도
- X_{tt} : 2상 열전달계수 상관인자

그 리 스 문 자

- ϵ_{cf} : 대향류열교환기의 유효성
- ϵ_{tp} : 2상에서의 열교환기 유효성
- μ : 동점성계수 [m^2/s]
- ρ : 밀도 [kg/m^3]
- Φ : 유량계수

상 첨 자

• : 시간변화율

하 첨 자

- a* : 공기
- ave* : 평균
- d* : 건
- id* : 관내경
- in* : 진입
- inlet* : 압축기 입구
- l* : 액체
- o* : 열교환기 출구
- outlet* : 압축기 출구
- r* : 냉매
- sat* : 포화
- sp* : 단상
- tp* : 2상
- v* : 증기
- w* : 물

약 어

- SUDS : Single Unit Dual Source
- SUDSk : Single Unit Dual Sink

1. 서 론

오늘날 가정용열펌프로서 가장 많이 생산되고 있는 형식은 공기 대 공기 형식으로서, 공기열원은 가장 쉽게 이용할 수 있고 또한 전공기난방방

식이 간편하고 생활관습과 관련하여 선호하는 서구의 영향이 큰데 그 원인이 있다.

국내에서 선호하는 난방방식은 복사난방방식의 일종인 온수를 이용하는 바닥난방방식이다. 기존의 열펌프 형식을 이용하여 바닥난방방식에 적용하기에는 냉매의 누설, 시설비의 증가, 공간활용의 비효율성 등 여러 가지 문제점이 있다. 그러나 국내에서 가정용열펌프의 보급이 보다 활성화되기 위하여는 온수를 이용하는 바닥난방시스템에 적용이 가능한 시스템의 개발이 필요하다.

본 연구에서는 전술한 문제점의 개선 및 필요성에 대응하기 위하여 1차히트싱크로 공기를 사용하고 2차히트싱크로 물을 사용할 수 있는 응축기를 이용하는 열펌프시스템의 성능해석이 추진되었다. 우, 이^[1]는 이와 같은 목적의 응축기 형식으로 SUDSk응축기, 그리고 SUDSk응축기를 이용하는 2중히트싱크열펌프를 SUDSk열펌프라 제안하였으며, 관련하여 우^[2]는 하나의 장치로 난방(특히 온풍 및 온수난방의 병용)과 냉방이 가능하여 4계절에 적합한 주거환경의 조성이 가능한 등의 장점이 예상된다고 하였다.

본 연구에서는 시뮬레이션을 위하여 Oak Ridge 국립연구소에서 개발된 MARK III 프로그램을 기본으로 하여 SUDSk응축기를 이용하는 2중히트싱크 열펌프시스템의 성능해석이 가능하도록 프로그램을 개발하였다.

증발기를 1차열원인 공기와 2차열원인 물을 병용 사용할 수 있는 나선형 3유체증발기를 이용하는 열펌프시스템의 성능해석이 Lee^[3]에 의하여 수행된바 있다.

본 연구에서는 설계된 2중열원 2중히트싱크 열펌프를 대상으로 하여, 개발된 프로그램을 이용하여 성능을 시뮬레이션 하였고, 공기를 히트싱크로 하고 공기와 물을 열원으로 하는 2중열원 열펌프의 성능측정 실험결과와 비교하였다.

2. 시뮬레이션

2.1 열펌프 형식

Fig. 1은 SUDS증발기와 SUDSk응축기를 적용하는 2중열원 2중히트싱크 열펌프의 개요도이며, Table 1은 설계된 열펌프의 개요를 나타낸다. 이 열펌프형식은 국내에서와 같은 동절기 기후가 한랭한 지역에서 1차열원으로 공기를 그리고 2차열원으로 물(혹은 브라인)을 이용하고, 히트싱크로서는 전공기난방방식을 목적으로 1차히트싱크로 공기를 그리고 온수를 이용하는 바닥난방방식의 이용을 위한 2차히트싱크로서 물을 이용하기 위하여 설계된 열펌프형식이다. 사용된 열교환기의 구조는 Fig. 2와 같다. 열교환기의 내측 나관의 내측으로는 물(혹은 브라인)이 흐르고, 내측 나관의 외측과 외측 핀튜브의 내측 사이로는 냉매가 흐르며, 핀튜브 외측으로는 공기가 흐르는 구조이다.

2.2 적용 이론

본 연구에서 적용한 각 요소에 대한 시뮬레이션 방법과 이론은 다음과 같다.

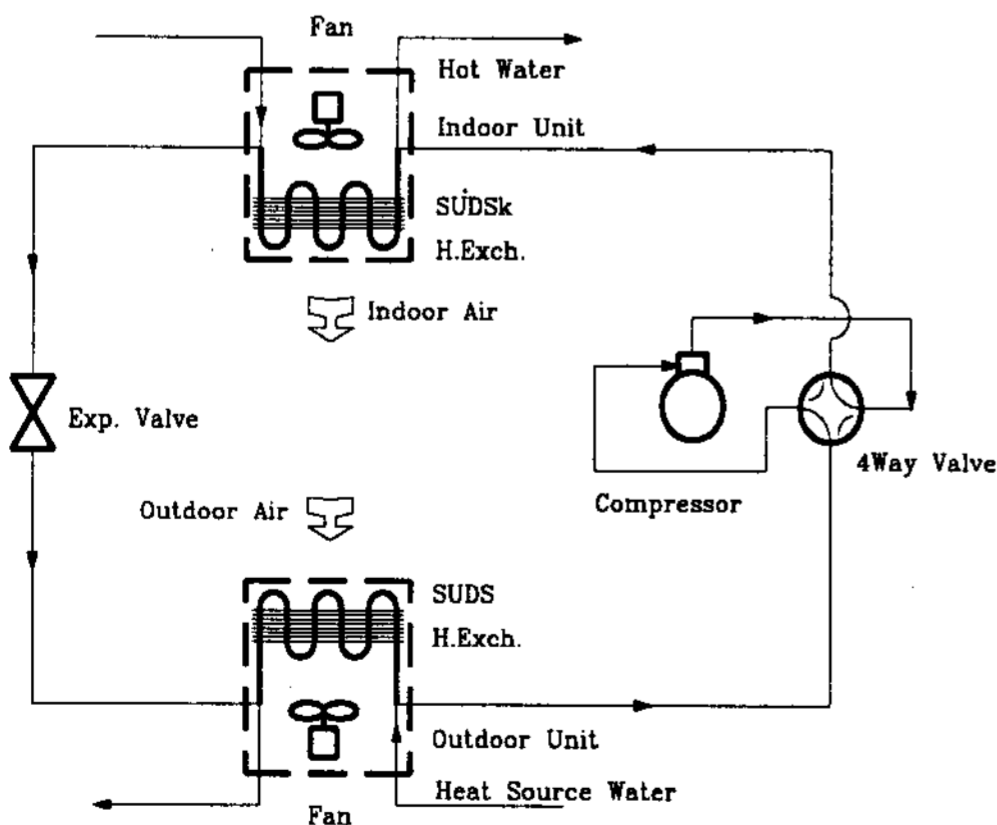


Fig. 1. Schematic diagram of designed heat pump system with SUDS evaporator and SUDSk condenser

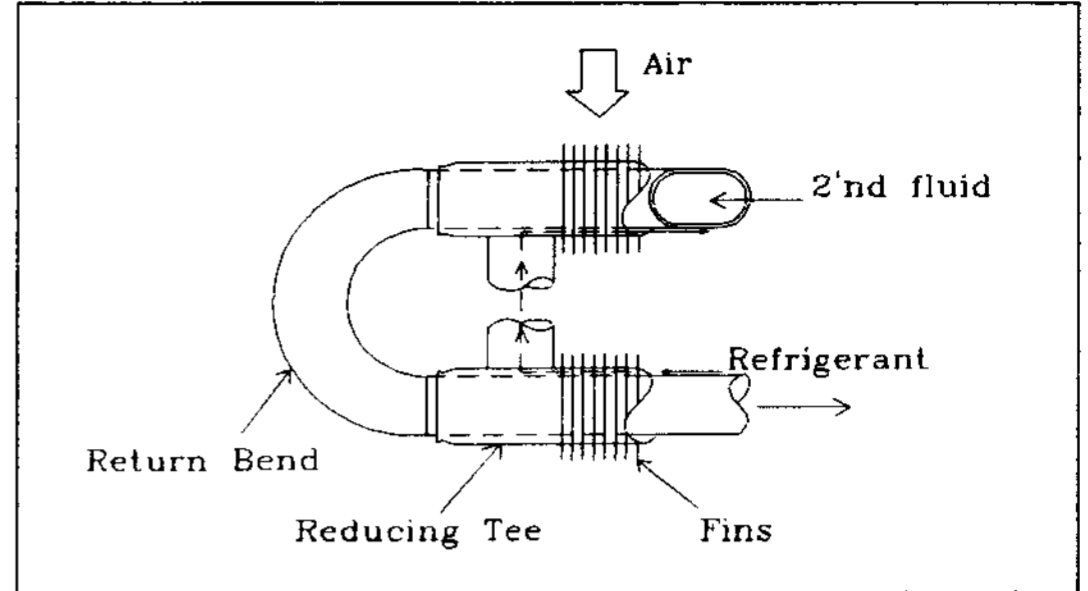


Fig. 2. SUDS evaporator and SUDSk condenser scheme

2.2.1 증발기 및 응축기

1) 공기를 사용하는 경우

2중관식 증발기 및 응축기의 외측튜브에서, 핀을 이용하여 공기와 열교환을 하는 경우는 전체 열교환기를 Lumped 형태로 과열영역, 과냉영역, 2상영역 등으로 구분하여 ϵ -NTU 법으로 해석한다.

공기를 사용하는 경우에 사용된 이론식은 다음과 같다.

가) 냉매측 열전달식

(1) 단상영역에서의 열전달식은 다음 식을 사용한다.

응축기 과열영역에서의 냉매측 열전달식은 M.I.T. model 에서 사용한 다음의 식을 사용한다

$$h_{r,sp} = C_a G_{r,sp} C_{p,r,sp} N_{Pr,sp}^{-2/3} N_{Re,sp}^{C_b} \quad (1)$$

또한 응축기의 과냉영역과 증발기의 과열영역에서의 냉매측 열전달식은 다음의 Dittus-Boelter 식을 사용한다.

$$h_{r,sp} = 0.023 G_{r,sp} C_{p,r,sp} N_{Pr,sp}^{(C-1)} N_{Re,sp}^{0.20} \quad (2)$$

여기서 C는 냉각일 때는 0.3이고 가열일 때는 0.4를 사용한다.

(2) 2상영역에서의 열전달식은 다음 식을

Table 1. Specification of a designed heat pump system with SUDS evaporator and SUDSk condenser

Item		Specification	Remarks	
Heating capacity		7.65 kW	Air to air base	
Refrigerant		R-22		
Compressor	Type	reciprocating	BRISTOL model	
	Displacement	9.7 m ³ /hr		
Expansion device		CEV22RC	PACIFIC model	
Heat source	1'st	air (3,480 cmh)		
	2'nd	water (22.51 lpm)		
Heat sink	1'st	air (960 cmh)		
	2'nd	water (28.84 lpm)		
Heat exchanger	Indoor unit	Type	SUDSk	
		Face area	0.72 m ²	
		Ref. path	3	
		Finned tube	7/8 in × 900 l × 800 finned length × 80 ea	Outer tube
		Fin spec.	10 h × 0.4 t × 8.3 fins/in	Extruded
		S _L , S _T	45 mm	
		Bare tube	5/8 in × 900 l × 36 ea	Inner tube
		Row	7	
	Outdoor unit	Type	SUDS	
		Face area	0.22 m ²	
		Ref. path	4	
		Finned tube	7/8 in × 500 l × 400 finned length × 81 ea	Outer tube
		Fin spec.	10 h × 0.4 t × 8.3 fins/in	Extruded type
		S _L , S _T	45 mm	
		Bare tube	5/8 in × 500 l × 81 ea	Inner tube
Row		5		
Subcooling		5 °C		
Super heating		5 °C		

사용한다.

2상영역의 전길이에 대하여 적분하여 평균 열 전달계수를 구한다.

$$h_{ave} = \frac{\int_{X_i}^{X_o} dx}{\int_{X_i}^{X_o} \frac{dx}{h(x)}} \quad (3)$$

응축기에 대한 국부열전달계수 $h(x)$ 는 다음의 Travis식^[4]을 사용한다.

$$h(x) = k_l N_{Pr} N_{Re}^{0.9} \frac{F(X_{tt})}{DF_2} \quad (4)$$

$F(X_{tt}) < 1.0$

$$h(x) = k_l N_{Pr} N_{Re}^{0.9} \frac{F(X_{tt})^{1.15}}{DF_2} \quad (5)$$

$1.0 < F(X_{tt}) < 15$

적분은 일정한 길이 Δx 를 반복하여 수행한다.

평균 2상열전달계수는 응축이 벽에서 일어나는 영역에 국부 전체의 냉매온도가 포화온도를 넘을 때는 Rohsenow^[5]의 관계식에 의하여 다음과 같이 수정된다.

$$h_{r, tp} = h_{ave} \left(1 + C p_v \frac{T_{v, ds} - T_{sat, in}}{h_{fg}} \right)^{1/4} \quad (6)$$

증발기에 대한 국부열전달계수는 Chaddock and Noerager의 식을 사용한다.

$$\frac{1}{h_{r, tp}} = \frac{\int_{X_i}^{X_{do}} \frac{dx}{h_1(x)} + \int_{X_{do}}^{X_o} \frac{dx}{h_2(x)}}{\int_{X_i}^{X_o} dx} \quad (7)$$

여기서

$$\begin{aligned} h_1(x) &= 3.0 h_l \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{2/3} \\ &= 3.0 h_l \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right)^{0.0667} \\ &\quad \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.6} \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} h_2(x) &= h_1(X_{do}) - \left(\frac{X - X_{do}}{X_o - X_{do}} \right)^2 \\ &\quad (h_1(X_{do}) - h_v) \end{aligned} \quad (9)$$

나) 공기측 열전달식

공기측 열전달식에 대해서는 McQuiston, Yoshii, Senshu 등의 연구 결과를 기초로 하여 만들어진 다음의 식^[6]을 사용한다.

$$h_a = Co_a G_a C p_a N_{Pr, a}^{-2/3} \quad (10)$$

$$j \left[\frac{1 - 1280 N_T N_{Re, a}^{-1.2}}{1 - 5120 N_{Re, a}^{-1.2}} \right]$$

$$j = 0.0014 + 0.2618 \left(\frac{1}{1 - F_a} \right)^{-0.15} \quad (11)$$

$$\left(\frac{G_a De}{\mu_a} \right)^{-0.4}$$

$$N_{Re, a} = \frac{G_a W_T}{\mu_a} \quad (12)$$

다) 물을 사용하는 경우

물에 대해서는 FEM방법으로 전체 열교환기의 길이를 N개의 유한요소로 나누어 미소길이 dz 을 만들어 각각의 유한길이에 대해 열전달과 압력강하를 계산하고 건도를 구하여 과열 또는 과냉 영

역인지, 2상영역인지를 구분하여 각각의 식을 사용할 수 있도록 한다. 이 과정을 전체 길이까지 계속하여 끝부분의 냉매온도와 압력을 계산하고 냉매온도가 계산된 압력의 포화온도에서 과열도 또는 과냉도가 요구되는 온도가 되었는지를 판별하여 허용도를 넘으면 냉매유량 등을 변화시켜 전체적인 평형을 피하게 된다. 냉매의 흐름방향과 물의 흐름방향이 반대인 대향류 해석은 열교환기의 냉매 입구부분의 물의 출구 온도를 가정하여 전진적인 방법으로 전체과정을 행하고 물의 입구 온도가 계산된 것과 같은지를 비교하여 같을 때까지 반복한다. 이 온도가 맞으면 과냉도 또는 과열도가 맞는지를 비교하여 전체적인 평형을 맞춘다.

물을 사용하는 경우에 사용된 이론식은 다음과 같다.

1) 냉매측 열전달식

가) 응축기 계산

단상영역인 과냉영역과 과열영역에서의 냉매측 열전달식은 Dittus-Boelter식을 사용한다.

2상영역에서의 냉매측 열전달식은 Travis의 식을 사용한다.

나) 증발기 계산

단상영역인 과열영역에서의 냉매측 열전달식은 Dittus-Boelter식을 사용한다.

2상영역에서의 냉매측 열전달계수는 Shah^[7]의 Chart method을 사용한다. Shah의 method은 많은 데이터를 이용하여 대부분의 냉매와 응용영역에서 사용할 수 있도록 그래픽 형태로 만들어 졌다.

Shah의 선도를 이용하여 열전달계수를 구하기 위해서 무차원수 Co , Bo , Fr_L 을 계산한다. Bo 는 액체와 기체의 비율을 나타내며, Co 는 데이터를 그래픽 형태로 전환하는데 필요한 x 좌표를 만들기 위하여 만든 무차원 수이다.

$$Bo = \frac{q}{G h_{fg}} \quad (13)$$

$$Co = \left(\frac{1}{x-1} \right)^{0.8} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \quad (14)$$

$$Fr_L = \frac{G^2}{\rho_l^2 g D_{id}} \quad (15)$$

위의 3개의 무차원수를 이용하여 선도에서

$\psi = \frac{h_{tp}}{h_l}$ 를 찾는다.

$$h_l = 0.023 \left[\frac{G_l De (1-x)}{\mu_l} \right]^{0.8} N_{Pr,l}^{0.4} k_l / De \quad (16)$$

2) 물측 열전달식

다음의 Dittus-Boelter식을 사용한다.

$$h_w = 0.023 G_w Cp_w N_{Pr,w}^{-0.6} N_{Re,w}^{0.2} \quad (17)$$

2.2.2 압축기

압축기에 대한 모델은 제조업체의 자료를 다음과 같이 응축기 및 증발기의 2차함수로 함수화하여 사용한다.

$$\begin{aligned} f(T_{outlet}, T_{inlet}) = & C_1 T_{outlet}^2 + C_2 T_{outlet} \\ & + C_3 T_{inlet}^2 + C_4 T_{inlet} \quad (18) \\ & + C_5 T_{outlet} T_{inlet} + C_6 \end{aligned}$$

2.2.3 팽창기구

모세관 형식은 모세관 입구에서의 냉매압력과 과냉각도를 기준으로 하여 계산한다. 모세관을 통한 질량유량은 다음과 같이 계산된다.

$$\dot{m}_r = \Phi N_{cap} \dot{m}_r \quad (19)$$

3. 실험장치 구성 및 실험방법

3.1 실험장치 구성

본 열펌프 형식에 대한 실험조건은 규격화되어 있지 않으며, 실험방법은 한국공업규격 KS B 6369(패키지형 공기조화기 시험방법)에서 정하고 있는 냉방 및 열펌프 난방시험조건 그리고 열펌프 실외기 및 실내기의 풍량측정은 한국공업규격 KS B 6311(송풍기의 시험 및 검사 방법)을 참조하였다.

본 연구의 내용에는 공기열원 운전모드에서 공기를 히트싱크로 하는 운전모드에서의 특성실험과 2차열원인 물을 열원으로 하는 운전모드에서 공기를 히트싱크로 하는 운전모드에서의 특성실험의 2가지 운전모드에서의 특성실험에 국한하였다.

각 운전모드에서의 성능측정에 필요한 데이터 측정장치는 냉매의 온도와 압력 측정, 실외기와 실내기의 입출구 공기 온습도와 풍량 측정, 실외기의 입출구 2차열원유체의 온도와 유량 측정 장치로 구분된다.

이와같이 설치된 실험장치로 부터 전송되는 온도와 압력변화에 관한 실험자료를 수집하기 위해 Data Acquisition System을 구성하였다. Data Acquisition System은 KAYE Instrument Inc. 제품인 digistrip 4C PLUS 모델을 주 장비로 하여 PC486에서 지원되는 전용 소프트웨어인 KAYE DATA SAVE ver 2.0을 사용하여 구성하고 1분 내지 2분 간격으로 측정 데이터를 수집 저장한 후 이들자료를 종합적으로 분석하였다.

3.2 실험방법

특성실험은 열원인 실외기 공기와 물 온도의 변화에 대한 각 운전모드에서의 성능변화를 주 실험으로 하였다. 실험조건중에서 실외공기 온습도조건의 변화는 외기온습도의 변화를 예측하고 필요로 하는 실험조건 전후의 외기온도에서 운전

을 시작하여 일정한 시간이 경과할 때까지 운전을 계속하면 시간이 경과함에 따라 외기온도의 변화가 발생하고 변화되는 실외공기온도조건에서 실험을 계속하게 되므로 필요한 조건과 근사한 온도조건에서의 실험데이터를 선정할 수 있다. 이와같은 방법으로 KS B 6369에서 주어진 온습도 실험조건에 부합한 실험데이터를 얻기 위하여 각 조건에 대하여 수회 반복실험을 하였으며, KS조건과 근사한 실험조건에서의 실험결과를 선정하도록 하였다.

공기를 히트싱크로 하는 특성실험은 실내기로 흡입되는 공기온도와 송풍되는 풍량의 변화에 따른 성능변화를 측정하였다.

또한 2차열원인 물을 열원으로 하는 특성실험은 실외기 입구로 유입되는 물의 온도 변화에 따른 성능변화를 측정하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 프로그램 모델 검증

개발한 프로그램을 이용하여 열펌프 성능을 시뮬레이션하고, 또한 SUDS열펌프를 설계, 제작하여 실험을 수행하였으며, 결과의 비교를 통하여 개발된 프로그램을 검증하였다. 2차히트싱크인 물의 해석을 위한 프로그램 개발에 적용된 응축열 전달식은 Travis식을 그대로 적용하였고, 증발열 전달식은 Shah의 Chart method을 적용하였으므로 증발기의 열원을 대상으로 열펌프 성능에 대하여 검증하였다.

Fig. 3은 실외기 열원을 공기로 하여 열원온도를 $7 \pm 1 \text{ }^\circ\text{C DB}$, $6 \pm 0.5 \text{ }^\circ\text{C WB}$ 범위로 하고, 실내기 히트싱크를 공기로 하여 히트싱크온도를 $21 \pm 1 \text{ }^\circ\text{C DB}$ 범위로 하여 풍량을 설계풍량인 960 cmh의 80, 100, 128 %로 변화시킴에 따른 열펌프의 성능변화에 대한 비교결과를 나타낸다.

또한, Fig. 4는 실외기 열원을 물로하여 열원온

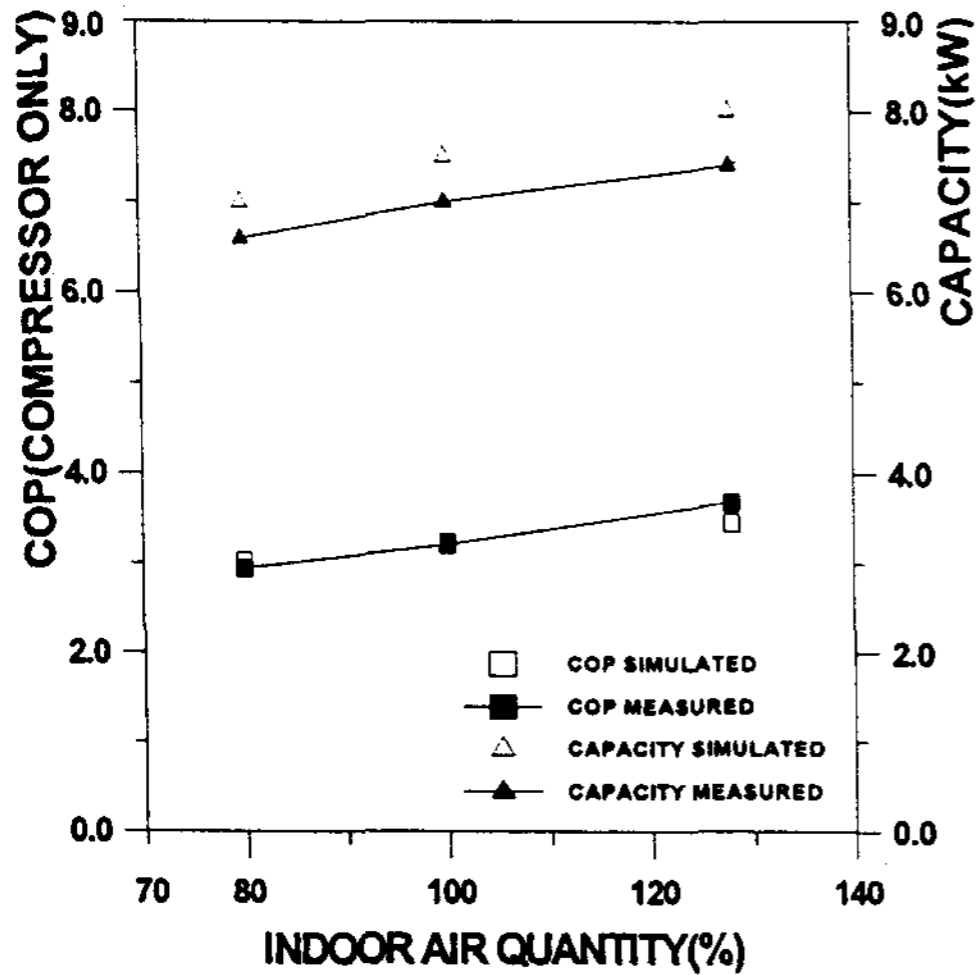


Fig. 3. COP and capacity vs. air quantity (at 7 °C air temperature)

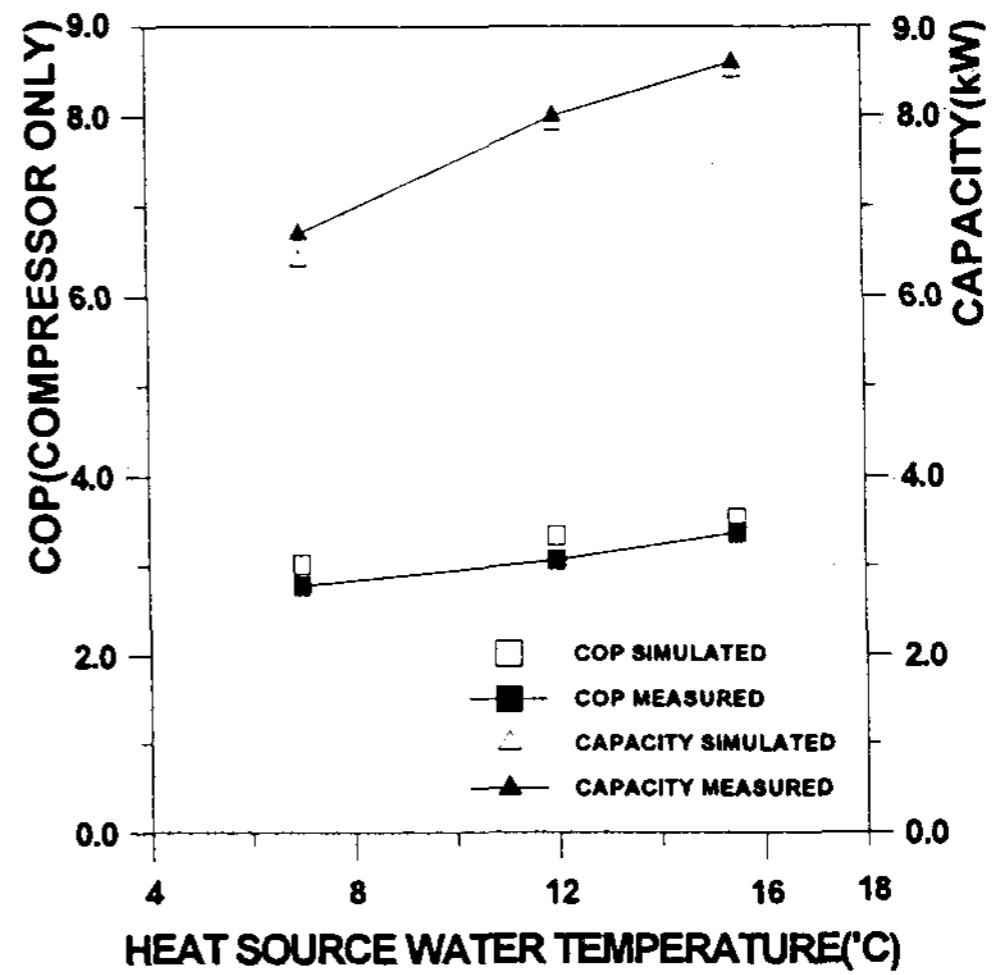


Fig. 4. COP and capacity vs. heat source water temperature

도를 7 ± 0.5 , 12 ± 0.5 , 15.5 ± 0.5 °C로 변화를 주고 실내기 히트싱크를 공기로 하여 히트싱크온도를 21 ± 1 °C DB 범위로 하고 설계풍량인 960 cmh에서 열펌프의 성능변화에 대한 비교결과를 나타낸다.

공기를 열원과 히트싱크로 하는 경우의 열펌프 성능변화를 나타내는 Fig. 3을 보면, 실내기 공기량이 100 %인 경우에 열펌프 용량이 7 %, 성능계수가 1 % 정도의 오차범위를 나타냈고, 공기량이 80 %인 경우에 열펌프 용량이 6 %, 성능계수가 3 % 정도의 오차범위를 나타냈으며, 공기량이 128 %인 경우에 열펌프 용량이 7 %, 성능계수가 7 % 정도의 오차범위를 나타냈다.

물을 열원으로 하고 공기를 히트싱크로 하는 경우의 열펌프 성능변화를 나타내는 Fig. 4를 보면, 열원온도가 7 °C인 경우에 열펌프 용량이 4 %, 성능계수가 8 % 정도의 오차범위를 나타냈고, 열원온도가 12 °C인 경우에 열펌프 용량이 2 %, 성능계수가 8 % 정도의 오차범위를 나타냈으며, 열원온도가 KS기준온도인 15.5 °C인 경우에 열펌프 용량은 결과가 거의 일치하였고 성능계수가 5 % 정도의 오차범위를 나타냈다.

4.2 공기열원 2중히트싱크 열펌프 성능 특성

2중히트싱크 열펌프는 전공기난방방식 외에 국내 주거용건물의 주 난방방식인 온수를 이용하는 바닥난방방식에의 적용을 목적으로 하므로 일반 특성 외에 실내기로 부터 토출되는 2차히트싱크 유체의 토출목표온도 변화에 따른 열펌프의 성능변화를 검토하였다.

1차에너지를 기준으로 할 때 열펌프 성능계수가 2.907인 경우가 100 % 효율에 해당하며, 2.616인 경우가 90 % 효율, 2.471인 경우가 85 % 효율, 2.326인 경우가 80 % 효율에 해당한다. 본 연구의 Fig. 3 ~ Fig. 8에 표시된 성능계수는 압축기에 소요되는 전기량만을 고려한 값이다.

Fig. 5는 공기를 실외기 열원으로 하여 열원온도가 -1, 3, 7, 10 °C로 변화시의 열펌프 성능변화를 나타낸다. 열원온도가 7 °C에서 난방능력은 7.65 kW, 성능계수는 약 3.3을 나타내고 있다. 열원온도가 -1 °C로 낮아지므로서 능력은 약 79 %로 작아지며 성능계수는 약 2.7을 나타내고 있다. 열원의 온도가 10 °C로 높아지므로서 능력은 108 %로 커지며 성능계수는 3.5를 나타내고 있다.

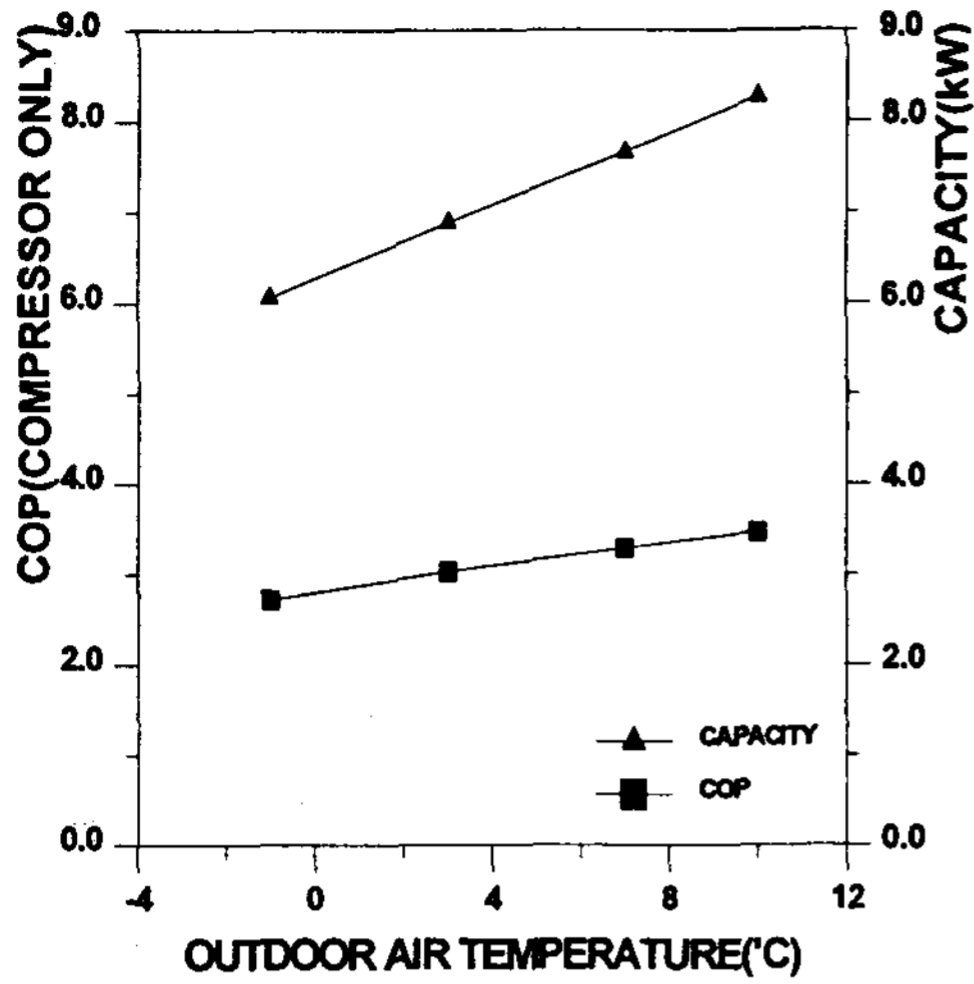


Fig. 5. Effect of air heat source temperature variation

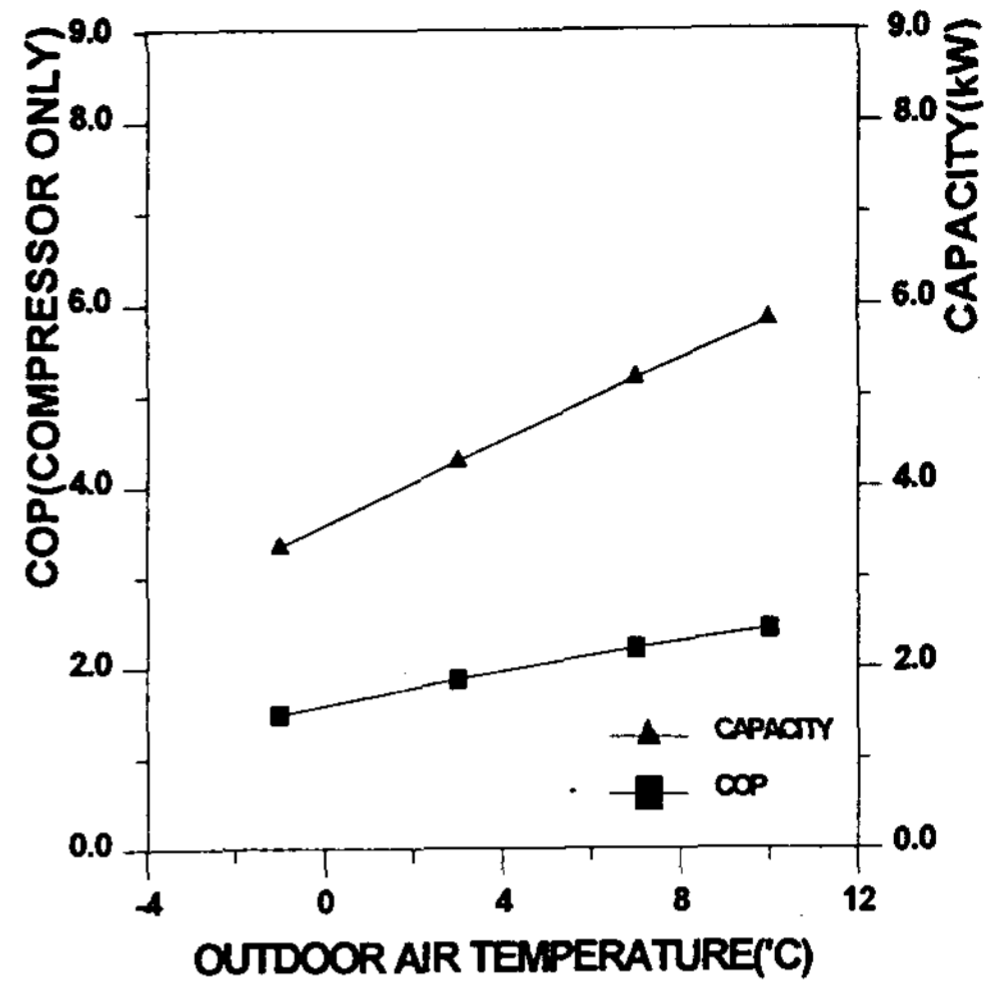


Fig. 7. Effect of air heat source temperature variation at 58 °C water heat sink outlet temperature

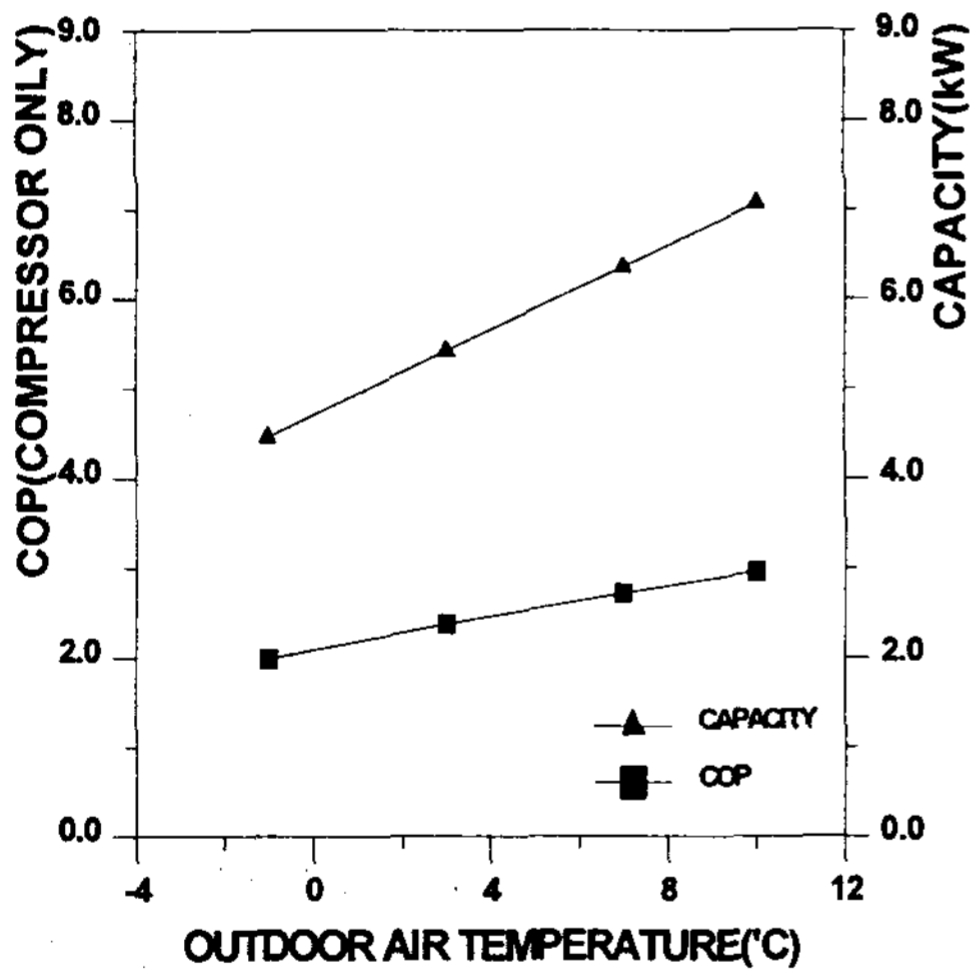


Fig. 6. Effect of air heat source temperature variation at 45 °C water heat sink outlet temperature

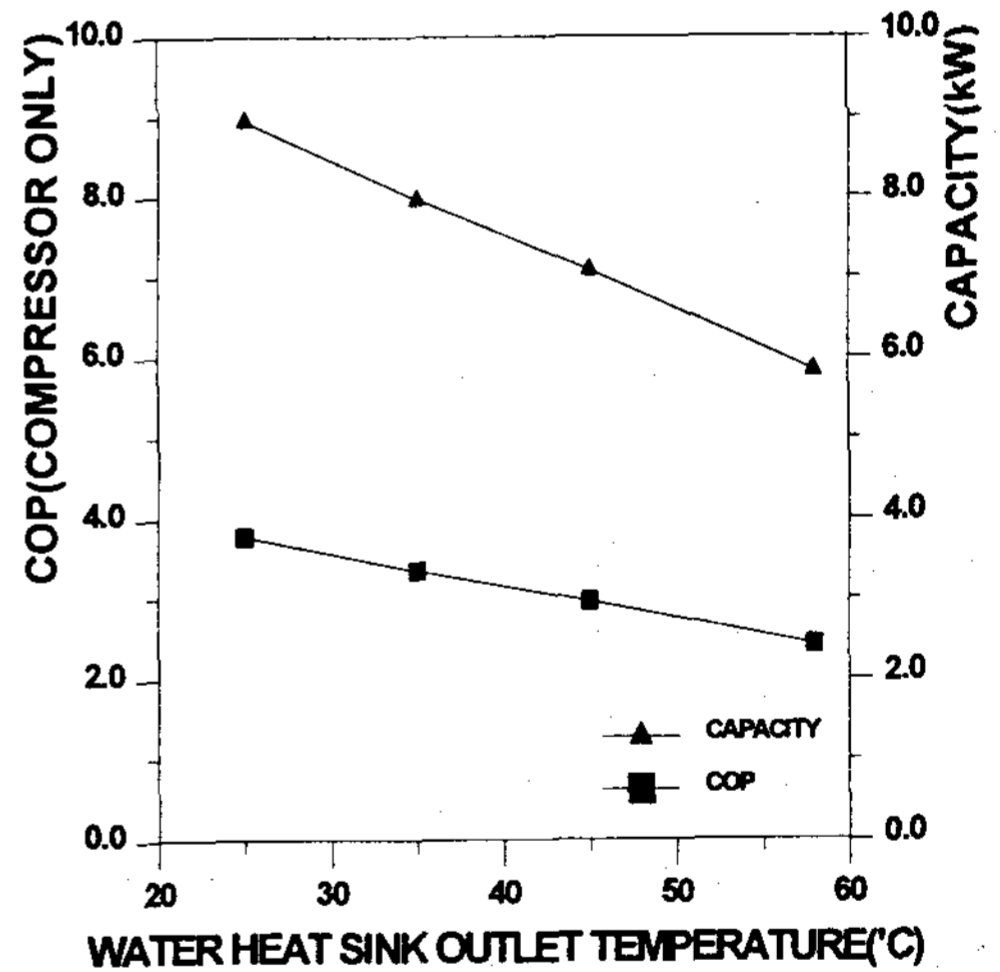


Fig. 8. Effect of water heat sink outlet temperature variation at 10 °C air heat source temperature

Fig. 6은 실내기 히트싱크 유체인 물의 토출목표온도를 45 °C로 하고 공기를 실외기 열원으로 하여 열원온도가 -1, 3, 7, 10 °C로 변화시의 열펌프 성능변화를 나타낸다. 열원의 온도가 7 °C에서 공기를 히트싱크로 하는 경우에 비하여 난방능력은 6.36 kW로 83 % 정도이며 성능계수도

2.72 정도로 낮아짐을 볼 수 있다.

Fig. 7은 실내기 히트싱크 유체인 물의 토출목표온도를 58 °C로 하고 공기를 실외기 열원으로 하여 열원온도가 -1, 3, 7, 10 °C로 변화시의 열펌프 성능변화를 나타낸다. 열원의 온도가 7

℃에서 공기를 히트싱크로 하는 경우에 비하여 난방능력은 5.18 kW로 68 % 정도이며 성능계수도 2.20 정도로 낮아짐을 볼 수 있다. 또한 열원의 온도가 10 ℃에서도 공기를 히트싱크로 하는 경우에 비하여 난방능력은 5.82 kW로 68 % 정도이며 성능계수도 2.42 정도로 낮아짐을 볼 수 있다.

Fig. 8은 공기를 실외기 열원으로 하여 열원온도가 10 ℃이고 실내기 히트싱크의 토출온도가 25, 35, 45, 58 ℃로 변화시의 열펌프 성능변화를 나타낸다. 토출온도가 45 ℃인 경우에 난방능력은 7.08 kW이고 성능계수는 2.97 정도로서 7 ℃ 공기를 히트싱크로 하는 경우에 근접한 결과를 나타내었다.

5. 결 론

- (1) SUDS증발기를 실외기 열교환기로 사용하고 SUDSk응축기를 실내기 열교환기로 사용하는 열펌프 형식의 시뮬레이션을 위한 프로그램을 개발하였으며, 설계된 2중열원 2중히트싱크 열펌프시스템을 대상으로 실외기와 실내기에 공급되는 유체의 온도, 유량의 변화에 따른 성능을 계산하였고, 공기와 물의 2가지 열원에서 공기를 히트싱크로 하는 경우에 대한 실험결과와 비교하여 프로그램의 유효성을 입증하였다.
- (2) 본 연구를 통하여 공기를 열원으로 하여 1차 히트싱크로 공기를 사용하고 2차히트싱크로 물을 사용할 수 있는 응축기를 이용하는 2중히트싱크 열펌프시스템의 형식이 유효함이 검증되었다.
- (3) 동 형식의 열펌프를 이용하여 공기를 열원으로 하고 물을 히트싱크로 하는 운전모드에서 실내기로 부터의 토출온도가 온수를 이용하는 바닥난방방식에 유효한 온도 범위까지 승

온시의 특성 검토를 통하여 2중히트싱크 형식의 유효함이 검증되었다.

- (4) 핀튜브를 사용하여 공기를 히트싱크로 할 경우에 비하여 나관을 사용하여 물을 히트싱크로 할 경우가 난방능력, 성능계수등 시스템 운전특성이 낮게 나타났다. 2중히트싱크 열펌프시스템의 온수를 이용하는 바닥난방에의 보다 효율적인 적용을 위하여는 물을 히트싱크로 이용하기 위한 내측관의 성능을 높일 필요가 있다.

참 고 문 헌

1. 우정선, 이세균, 1997, 이중열원열펌프의 적용, 空氣調和·冷凍工學, 第26卷 第2號, pp.111~119.
2. 우정선, 1997, 2중열원, 2중히트싱크 열펌프의 개발, 적용, 冷凍空調技術, Vol. 14, No. 9, pp.105~113.
3. J.H. Lee, 1989, Analysis and simulation of dual-source heat pumps with three-fluid evaporators, Ph.D Thesis of Oregon State Univ. Mechanical Engineering.
4. D.P. Travis, A.B. Baron, W.M. Rohsenow, 1973, Forced Convection Condensation Inside Tubes : A Heat Transfer Equation for Condenser Design, ASHRAE Transactions, Vol. 79, Pt 1, pp.157~165.
5. W.M. Rohsenow, J.P. Hartnett, eds., 1973, Handbook of Heat Transfer, McGraw-Hill Book Company.
6. S.K. Fisher, C.K. Rice, 1983, The oak ridge heat pump models : 1. A steady-state computer design model for air-to-air heat pumps, ORNL/CON-80/R1, Oak Ridge National Laboratory.

7. M.M. Shah 1976, A new correlation for heat transfer during boiling flow through pipes, ASHRAE Transaction., Vol. 82, Part 2, pp.66~86.