

이중관 열교환기를 사용한 물 대 공기 열펌프 시스템의 설계와 성능해석

Design and performance analysis of water-to-air heat pump system using double-tube heat exchanger

한 도 영*, 박 관 준**
D. Y. Han, K. J. Park

Key words : Water-to-air heat pump system(물 대 공기 열펌프시스템), Double-tube heat exchanger (이중관 열교환기), Coefficient of performance(성능계수), Cooling capacity(냉방능력), Heating capacity(난방능력), Heat pump system design(열펌프 시스템 설계)

Abstract

The water-to-air heat pump system requires relatively lower energy consumption and less installation space. The heat exchangers used for this system are the finned-tube type for the indoor unit and the double-tube type for the outdoor unit. Mathematical models for this system are developed and programmed in computer. Experimental data from various conditions are obtained and compared with calculated values from the computer simulation program. Differences of cooling capacity and COP are 1.25% and 0.47%, and those of heating capacity and COP are 0.51% and 0.13%, respectively. Simulation results are in good agreement with test results. Therefore, the developed program is effectively used for the design and the performance prediction of water-to-air heat pump system.

기 호 설 명

A : 열전달 면적, m^2
C : 열용량, W/K
c : 비열, J/kg · K
D : 관의 직경, m
f : 마찰계수

h : 열전달계수, W/ m^2 · K
 k : 열전도도, W/m · K
 \dot{m} : 냉매유량, kg/s
Nu : 누셀트수
Pr : 프란틀수
 \dot{Q} : 열전달량, W
Re : 레이놀드수
T : 온도, K, °C
U : 총열관류계수, W/ m^2 · K

*국민대학교 기계·자동차공학부

**국민대학교 대학원 기계공학과

그리스문자

- ϵ : 유효성
- ξ : 실험보정계수

상 첨 자

- \cdot : 시간 변화율

하 첨 자

- h_i : 고온
- i, i : 내관의 내경
- i, o : 내관의 외경
- in : 입구
- low : 저온
- max : 최대
- min : 최소
- o, i : 외관의 내경
- out : 출구
- p : 정압
- r : 냉매
- $tube$: 냉매관
- w : 물

성의 중요시되고 있고, 빌딩의 고층화에 따른 적절한 공조 시스템 개발이 요구되고 있다. 또한 건물의 대형화에 따라서 에너지 소비의 규모가 커지게 되었고 이에 따른 에너지의 효율적인 이용이 중요시되고 있으며 공조 분야에서도 에너지 절약형 공조 시스템의 개발이 요구되어지고 있다.

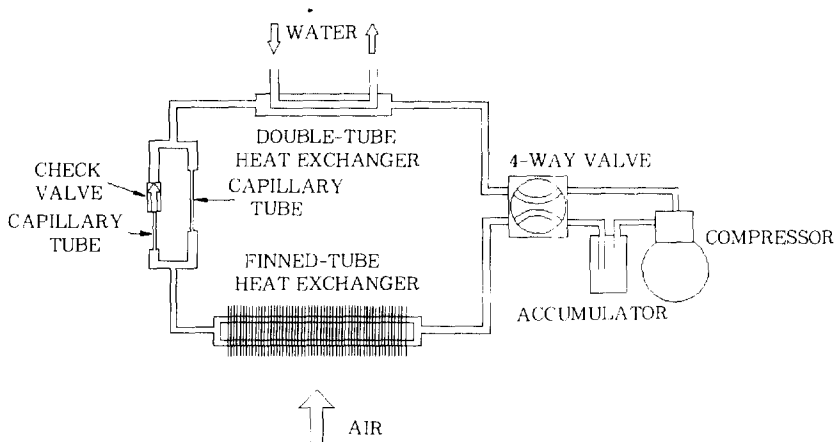
물대공기 열펌프 시스템은 종래의 중앙집중식 공조 시스템에 비해 난방시 건물 내의 잉여열이나 외부의 폐열을 열원으로 유용하게 이용하여 에너지 소비를 절약시킬 수 있으며, 특히 설치 공간이 작아 건물의 유효면적이 증가할 뿐만 아니라 분산 설치가 가능하여 건물의 구조에 제한을 적게 받는 특성을 가지고 있다.⁽¹⁾ 그러나 이중관 열교환기와 핀튜브 열교환기를 혼합 사용한 열펌프 시스템의 체계적 분석을 위한 프로그램이 개발되어 있지 않아 시스템의 설계에 어려움이 있다. 따라서 본 논문에서는 물대공기 열펌프 시스템의 효율적인 설계를 위하여 이중관 열교환기에 대한 수학적 모델을 구하고, 이중관 열교환기와 핀튜브 열교환기를 혼합 사용한 물대공기 열펌프 시스템 시뮬레이션 프로그램을 개발하여 이를 실험을 통해 입증한후, 입증된 프로그램을 사용하여 시스템을 설계하고 성능을 예측하는 것을 목적으로 한다.

1. 서 론

최근 국민 생활의 향상에 따라 실내 환경의 쾌적

2. 물대공기 열펌프 시스템

물대공기 열펌프 시스템은 Fig.1과 같이 압축기,



— Fig.1 Water-to-air heat pump system

사방향밸브, 이중관 열교환기, 핀튜브 열교환기, 모세관, 액분리기로 구성되어 있다. 압축기로서는 회전식 압축기가 사용되었으며, 냉방모드와 난방모드 운전시 냉매 흐름의 방향을 전환 시켜 줄 수 있는 사방향밸브가 사용되었으며, 냉매와 물 사이에 열교환을 하는 이중관 열교환기와 냉매와 공기 사이에 열교환을 하는 핀튜브 열교환기가 사용되었다. 핀튜브 열교환기는 제어공간내에 위치시켜 냉방모드 운전시에는 증발기의 역할, 난방모드 운전시에는 응축기의 역할을 하게 되며, 이중관 열교환기는 제어공간밖에 위치시켜 냉방모드 운전시에는 응축기 역할, 난방모드 운전시에는 증발기 역할을 하게 된다.

3. 수학적 모델

물대공기 열펌프 시스템의 정상 상태의 성능을 예측할 수 있는 시뮬레이션 프로그램을 개발하기 위해 이중관 열교환기, 핀튜브 열교환기, 압축기, 팽창밸브, 연결배관, 냉매등에 대한 수학적 모델들이 필요하다. 이중에서 대부분의 모델은 기존의 모델⁽²⁾을 사용하였고 이중관 열교환기에 관련된 수학

적 모델⁽³⁾은 다음과 같은 식들을 이용하였다.

3.1 물의 물성치

이중관 열교환기의 계산을 위해서 물에 대한 물성치 모델이 필요하다. 물의 열전도도, 밀도, 비열, 점성, 프란틀수는 온도의 함수로써 아래식과 같은 3차 다항식으로 가정할 수 있으며, 온도 범위 285K와 330K사이의 물의 물성치 자료⁽⁴⁾를 사용하여 각종 상수를 구하면 Table 1과 같다.

$$f(T) = a \times T^3 + b \times T^2 + c \times T + d \tag{1}$$

3.2 열교환기내의 물의 열전달계수

이중관 열교환기의 형상은 Fig.2와 같다. 내관에는 물이 사용되고 외관과 내관 사이에는 냉매를 사용한다. 이중관에 대한 냉매측의 단상과 이상 영역의 열전달계수 h_w 에 대한 모델은 기존의 모델⁽²⁾을 사용하였고, 물의 열전달계수식 h_w 는 아래와 같은 식을 사용하였다.

$$h_w = Nu \times \left(\frac{k_w}{D} \right) \times \xi \tag{2}$$

Table 1 Coefficients of eqn 1 for various properties of water

Coefficients Properties	a	b	c	d	Temperature Range(K)
Thermal Conductivity (W/m·K)	6.34075E-08	-7.42978E-05	0.0292756	-3.19665	285~330
Density(kg/m ³)	4.32827E-05	-0.042439200	13.466300	-392.689	285~330
Specific Heat (J/kg·K)	-0.000217391	0.217588000	-72.426400	12192.4	285~315
	-0.000400000	0.406000000	-136.74000	19463.6	315~330
Viscosity(kg/m·s)	-3.68898E-09	3.67434E-06	-0.00122825	0.138249	285~330
Prandtl Number	-3.21164E-05	0.032044300	-10.7096000	1201.92	285~330

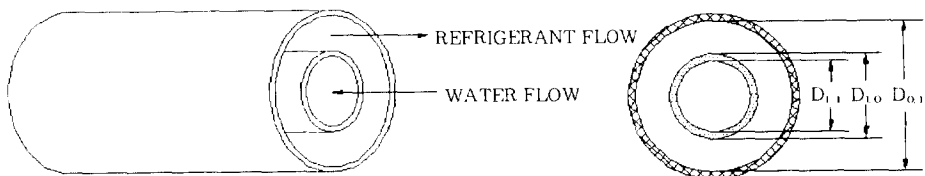


Fig.2 Flow in double-tube heat exchanger

여기서 k_w 는 물의 열전도계수, D는 내관의 직경을 의미하며, ξ 는 실험보정계수로서 이중관 열교환기에서 실험에 의한 열전달계수와 이론 열전달계수와 의 차이를 보정해주는 보정계수로 0.97에서 1.08의 값을 사용 하였으며, Nu는 누셀트수를 의미하며 Re 범위가 3×10^3 과 10^6 사이에서 아래와 같은식⁽⁵⁾을 사용하였다.

$$Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12.7 \times (f/8)^{0.5}(Pr^{2/3}-1)} \quad (3)$$

윗식에서 Pr은 프란틀수, Re는 레이놀드수를 나타 내며, f는 마찰계수로 Re 범위가 10^4 과 5×10^6 사 이에서 아래와 같은 식⁽⁶⁾을 사용하였다.

$$f = (0.79 \times \ln Re - 1.64)^2 \quad (4)$$

3.3 열교환기의 총열관류계수

냉매와 물 사이에 있는 각 열저항 요소의 단위면 적당 열전달량은 일정하므로 각각의 저항을 합하여 총열관류계수를 구하면

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_w} + \frac{(D_o/2)}{k_{tub}} \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right) + \left(\frac{D_o}{D_i}\right)\left(\frac{1}{h_t}\right) + \left(\frac{1}{h_{a,s}}\right) + \left(\frac{1}{h_{t,s}}\right)} \quad (5)$$

여기서 k_{tub} 는 냉매관의 열전도도, D는 관의직경, $h_{w,s}$ 는 물측 오염계수, $h_{t,s}$ 는 냉매측 오염계수를 의미하며 물과 냉매의 오염계수로 0.00025와 0.0002⁽⁷⁾을 가정하였다.

3.4 열교환기의 물과 냉매의 출구온도

이중관 열교환기에서 냉매의 유동방향은 냉방모 드와 난방모드에 따라 각각 다르므로 냉매와 물이 냉방모드에서는 대향류 방식, 난방 모드에서는 평행 류 방식으로 흐르게 된다. 냉방모드로 운전시 이중 관 열교환기는 응축기로 사용되어 액상, 2상, 기상이 존재하며 2상과 기상영역에서는 냉매와 물의 입 출구 온도를 이용한 LMTD 방식으로 이 영역에서 의 열전달량 Q와 열전달면적 A를 구하였으며, 액 상 영역에서는 열전달 면적 A, 냉매와 물의 입출구 온도를 이용하여 ϵ -Ntu 방식⁽⁹⁾으로 열전달량 Q를 구하였다. 시스템이 난방모드로 운전시에는 이중관

열교환기는 증발기로 사용되어 2상과 기상이 존재 하며 2상에서는 냉매와 물의 입출구 온도를 이용한 LMTD 방식으로 이 영역에서의 열전달량 Q와 열 전달면적 A를 구하였으며, 기상에서는 열전달 면적 A, 냉매와 물의 입출구 온도를 이용하여 ϵ -Ntu 방 식으로 열전달량 Q를 구할 수 있다.

LMTD 방식에 의한 전열면적 A는 다음과 같은 식을 사용하여 구할 수 있다.

$$A = \frac{\dot{Q} \cdot \ln\left(\frac{T_{r,in} - T_{w,out}}{T_{r,out} - T_{w,in}}\right)}{U \cdot [(T_{r,in} - T_{w,out}) - (T_{r,out} - T_{w,in})]} \quad (6)$$

여기서 Q는 열전달량, U는 총열관류계수, T는 냉 매와 물의 온도를 나타낸다.

ϵ -Ntu 방식에 의한 열전달량 Q는 다음과 같은 식을 사용하여 구할 수 있으며,

$$\dot{Q} = \epsilon \cdot C_{min} \cdot (T_{h,in} - T_{low,m}) \quad (7)$$

여기서 $T_{h,in}$ 와 $T_{low,m}$ 는 물 또는 냉매의 고온측 입구온 도와 저온측 입구 온도를 나타내며, 열용량 C_{min} 은 고 온측 유체와 저온측 유체의 질량과 비열의 곱인 $\dot{m}_h c_{p,h}$ 와 $\dot{m}_{low} c_{p,low}$ 중에서 적은 값을 의미한다. ϵ 는 유효성을 나타내며 냉·난방모드에 따라 다음과 같 은 식으로 표시되며

$$\epsilon = \frac{1 - e^{-Ntu(1 - C_{min}/C_{max})}}{1 - (C_{min}/C_{max})e^{-Ntu(1 - C_{min}/C_{max})}} : \text{냉방모드} \quad (8)$$

$$\epsilon = \frac{1 - e^{-Ntu(1 - C_{min}/C_{max})}}{1 + (C_{min}/C_{max})} : \text{난방모드} \quad (9)$$

여기서 Ntu는 열전달 단위수(Number of Heat Transfer Unit)로 다음과 같이 정의되며 U·A는 열교환기의 열용량, C_{min} 은 유동 열용량중 의미한 다.

$$Ntu = \frac{U \cdot A}{C_{min}} \quad (10)$$

이중관 열교환기에서 냉매와 물 사이의 열전달량 Q는 다음과 같은 식으로 표시되며

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= \dot{m}_r \cdot c_{p,r} \cdot (T_{r,in} - T_{r,out}) : \text{냉매} \\ \dot{Q} &= \dot{m}_w \cdot c_{p,w} \cdot (T_{w,out} - T_{w,in}) : \text{물} \end{aligned} \quad (11)$$

4. 실험에 의한 모델검증

따라서 이중관 열교환기를 통과한 물의 출구온도 $T_{w,out}$ 는 식(7), 식(11)에 의해 다음과 같이 구할 수 있고

$$T_{w,out} = T_{w,in} + \frac{\varepsilon \cdot C_{min}}{\dot{m}_w \cdot c_{p,w}} (T_{r,in} - T_{w,in}) \quad (12)$$

냉매의 출구온도 $T_{r,out}$ 는 식(11)에 의해 다음과 같이 구할 수 있다.

$$T_{r,out} = T_{r,in} - \frac{\dot{m}_m \cdot c_{p,w}}{\dot{m}_r \cdot c_{p,r}} (T_{w,out} - T_{w,in}) \quad (13)$$

이중관 열교환기에 대한 수학적 모델을 바탕으로 프로그램을 개발하였고, 개발된 프로그램을 사용하여 계산한 결과와 실험결과를 비교 검토 하였다. 이때 사용된 각종 부품의 사양⁽⁹⁾은 Table 2에 수록하였다. 실험에 사용된 물대공기 열펌프 시스템은 천정 설치용 열펌프로써 실험실의 천정에 설치 하였으며 배관을 통하여 열펌프에 열원을 공급한다. 실험실내에는 21kW 용량의 항온항습기를 사용하여 일정한 온·습도를 유지 하였으며 14kW 용량의 보일러를 사용하여 온수를 공급하였고, 실외에 10.5kW의 공냉식 냉각탑을 설치하여 냉수를 공급하였

Table 2 Specifications of water-to-air heat pump system

Items	Contents		Units	
Compressor	Type	Rotary	-	
	Displacement	28.2	cc/rev	
Expansion Device	Type	Capillary Tube	mm	
	Length	800(Cooling Mode)	mm	
		400(Heating Mode)	mm	
	Internal Diameter	φ1.9	ea	
Circuit	1	-		
Finned-tube Heat Exchanger	Fin Type	Louvered Fin	m ²	
	Front Area	0.4032	mm	
	Outside Tube Diameter	φ9.52	mm	
	Inside Tube Diameter	φ8.70	ea	
	Circuit	5	mm	
Double-tube Heat Exchanger	Outside Tube Diameter	φ22.0	mm	
	Inside Tube Diameter	φ15.8	mm	
	Length	4,744		
Pipe	Content	Length	Diam(OD×ID)	Units
	Compressor→4-Way Valve	1,880	φ 9.52×φ 8.70	mm
	4-Way Valve→Double-tube Heat Exchanger	1,140	φ12.70×φ11.81	mm
	Double-tube Heat Exchanger→Capillary Tube	200	φ 9.52×φ 8.70	mm
	Capillary Tube→Finned-tube Heat Exchanger	760	φ 9.52×φ 8.70	mm
	Finned-tube Heat Exchanger→4-Way Valve	2,030	φ12.70×φ11.81	mm
	4-Way Valve→Compressor	890	φ12.70×φ11.81	mm

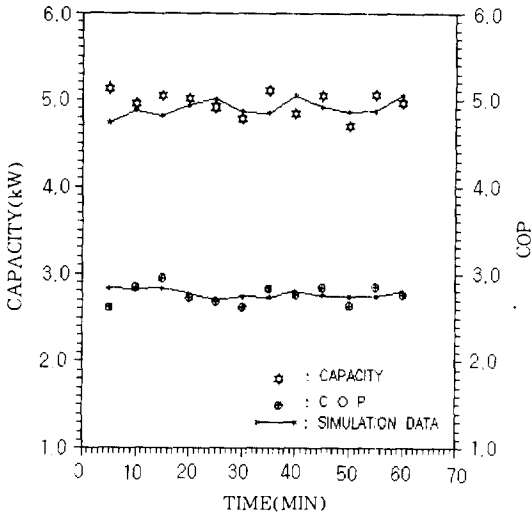


Fig.3 Comparison of calculation data to measured data in cooling mode

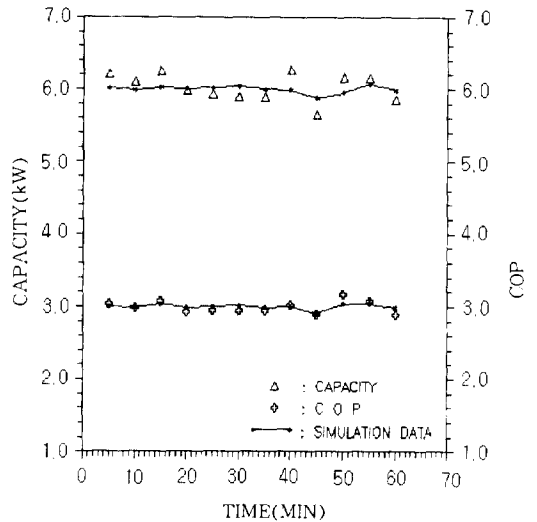


Fig.4 Comparison of calculation data to measured data in heating mode

다. 실험 데이터는 열펌프 시스템이 기동되어 정상 상태에 도달된 후 정상상태에서 60분간 측정하였으며 5분마다 30초간 6회의 순간값을 측정후 평균하여 나타내었다. 냉방모드 운전시에는 실내공기온도가 $27 \pm 1^{\circ}\text{C}$, 상대습도가 $45 \pm 5\%$, 공급되는 물의 온도가 $32 \pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 로 유지되었고, 난방모드 운전시에는 실내공기 온도가 $21 \pm 1^{\circ}\text{C}$, 상대습도가 $50 \pm 5\%$, 공급되는 물의 온도가 $26 \pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 로 유지되었다. 이 때의 풍량과 물의 유량은 $18\text{m}^3/\text{min}$, $0.018\text{m}^3/\text{min}$ 로 각각 설정 유지되었다.

물대공기 열펌프 시스템의 실험결과와 시뮬레이션 결과를 Fig.3, Fig.4에 나타내었다. 그림에서 보듯이 물대공기 열펌프 시스템의 실험과 시뮬레이션 결과가 냉방모드 운전시 냉방능력은 1.25% COP는 0.47%의 평균 오차를 가짐을 알 수 있으며 난방모드 운전시 난방능력은 0.51% COP는 0.13%의 평균 오차를 가짐을 알 수 있다.

5. 시스템 설계 및 분석

타당성이 검증된 물대공기 열펌프 시스템 시뮬레이션 프로그램을 사용하여 시스템을 설계하고 냉방 및 난방모드에 대한 결과를 분석 하였다. 선택된 열펌프 시스템은 냉방모드시 실내온도 27°C , 상대습

도 45%, 공급물의 온도 32°C 상태에서 4.6kW의 냉방능력이 발생되고, 난방모드시 실내온도 21°C , 상대습도 50%, 공급물의 온도 26°C 상태에서 5.2kW의 난방능력이 발생될 수 있도록 설계되었다.

시스템의 구성요소중 핀튜브 열교환기의 전열면적의 변화에 따른 냉·난방능력과 냉·난방 COP의 변화를 Fig.5와 Fig.6에 각각 나타내었다. 이 그림에서 보듯이 핀튜브 열교환기의 전열면적이 증가함에 따라 냉·난방능력과 냉·난방 COP가 일반적으로 증가하고 있으나, 능력은 난방모드시 보다 냉방모드시에 더 증가함을 알 수 있다. 예를들어 핀튜브 열교환기가 응축기로 사용될 경우 전열면적이 0.36m^2 에서 0.48m^2 으로 증가함에 따라 열교환기 전열 성능의 증가로 시스템의 고압측인 핀튜브 열교환기내의 압력이 감소하고 압축기 소비동력과 냉매유량은 8.1%, 1.9%로 각각 감소하였으나 난방능력과 COP는 2.3%, 11.4%로 증가 하였고 또한 핀튜브 열교환기가 증발기로 사용될 경우 전열면적이 0.36m^2 에서 0.48m^2 으로 증가함에 따라 시스템의 저압측인 핀튜브 열교환기내의 압력이 증가하고 압축기 소비동력과 냉매유량은 3.9%, 8.1%로 증가하였고 냉방능력과 COP도 9.9%, 5.8%로 증가하였다.

이중관 열교환기의 전열길이 변화에 따른 냉·난

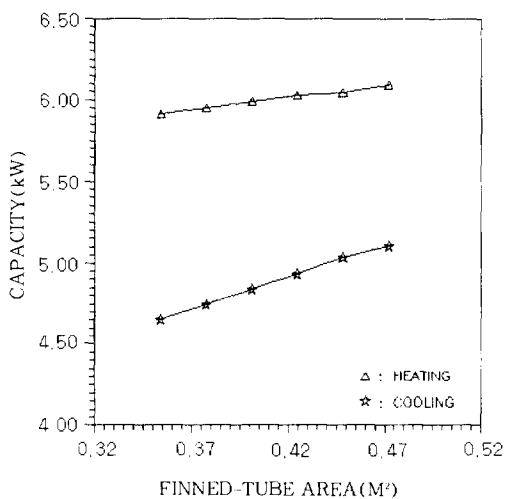


Fig.5 Effect of finned-tube heat exchanger area on cooling and heating capacity

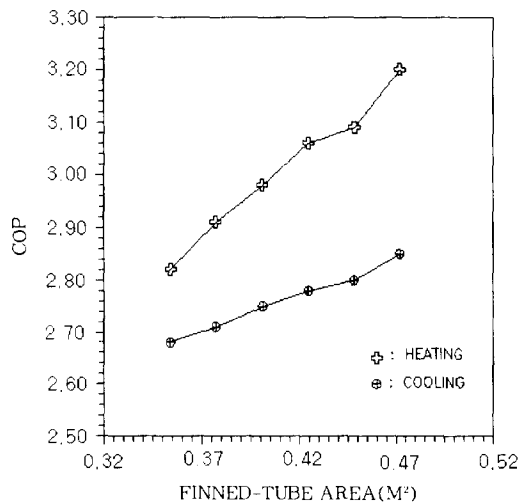


Fig.6 Effect of finned-tube heat exchanger area on cooling and heating COP

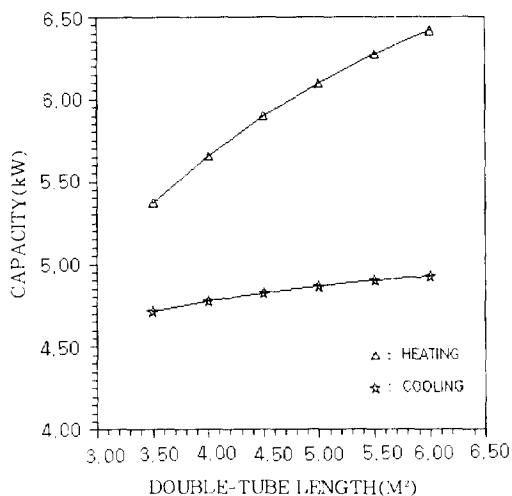


Fig.7 Effect of double-tube heat exchanger length on cooling and heating capacity

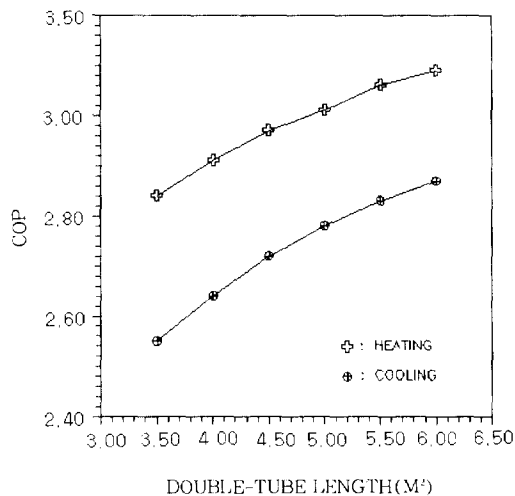


Fig.8 Effect of double-tube heat exchanger length on cooling and heating COP

방능력과 냉·난방 COP의 변화를 Fig.7과 Fig.8에 각각 나타내었다. 이 그림에서 보듯이 열교환기의 전열길이가 증가함에 따라 냉·난방 능력과 냉·난방 COP가 증가하나, 능력은 냉방모드시 보다 난방모드시에 COP는 난방모드시 보다 냉방모드시에 더 증가함을 알 수 있다. 예를들어 이중관 열교환기가 응축기로 사용될 경우 전열길이가 3.5m에서 6.0m

로 증가함에 따라 시스템의 고압측인 이중관 열교환기내의 압력이 감소하고 압축기 소비동력과 냉매 유량은 6.5%, 0.4%로 각각 감소하였으나 이중관 열교환기 내에서의 열전달 성능이 좋아져 시스템의 냉방능력과 COP는 4.4%, 11.4%로 증가하였으며 이중관 열교환기가 증발기로 사용될 경우 전열길이가 3.5m에서 6.0m로 증가함에 따라 시스템의 저압

Table 3 Effect of refrigerant pipe diameter on cooling capacity and COP

Case	Suction Line				Discharge Line				Cooling Capacity (kW)	COP
	Finned-tube Heat Exchanger → 4-Way Valve		4-Way Valve → Compressor		Compressor → 4-Way Valve		4-Way Valve → Double-tube Heat Exchanger			
	Diameter (mm)	Velocity (m/s)	Diameter (mm)	Velocity (m/s)	Diameter (mm)	Velocity (m/s)	Diameter (mm)	Velocity (m/s)		
1	9.52	20.84	15.88	9.73	9.52	10.82	9.52	10.32	4.815	2.90
2	9.52	20.87	15.88	9.76	9.52	10.96	12.7	5.53	4.286	2.94
3	12.7	14.03	12.7	16.05	9.52	11.68	12.7	5.93	5.365	3.20

Table 4 Effect of refrigerant pipe diameter on heating capacity and COP

Case	Suction Line				Discharge Line				Heating Capacity (kW)	COP
	Finned-tube Heat Exchanger → 4-Way Valve		4-Way Valve → Compressor		Compressor → 4-Way Valve		4-Way Valve → Double-tube Heat Exchanger			
	Diameter (mm)	Velocity (m/s)	Diameter (mm)	Velocity (m/s)	Diameter (mm)	Velocity (m/s)	Diameter (mm)	Velocity (m/s)		
1	9.52	24.03	15.88	9.43	9.52	9.86	9.52	9.42	6.030	3.09
2	12.7	14.66	15.88	9.61	9.52	10.12	9.52	9.77	6.790	3.34
3	12.7	14.58	12.7	15.51	9.52	10.41	12.7	5.23	6.755	3.40

측인 이중관 열교환기내의 압력이 증가하고 압축기 소비동력과 냉매유량은 9.6%, 20.1%로 증가하였고 난방능력과 COP도 20.4%, 9.9%로 증가하였다.

물대공기 열펌프 시스템의 냉매배관의 내경과 길이는 시스템의 성능에 많은 영향을 미친다. 내경이 다른 배관⁽⁹⁾을 선택할 때의 배관에서의 냉매속도, 냉·난방능력, 냉·난방 COP의 변화를 냉방모드에 관해서는 Table 3에 난방모드에 관해서는 Table 4에 나타내었다. 일반적으로 흡입배관의 냉매가스 속도는 6~20m/s 배출배관에서는 10~17.5m/s가 추천⁽¹¹⁾되지만 특히 흡입배관에서 압축기 오일이 냉매와 같이 압축기로 재순환 될 수 있도록 냉매가 적정속도를 유지하는 것이 필요하다. Table 3과 Table 4에서 보듯이 내경이 큰 배관을 사용하면 냉·난방능력과 냉·난방 COP가 증가하지만 제조원가

가 증가된다. 따라서 냉매의 속도, 냉·난방능력, 냉·난방 COP 등을 고려하여 Case 3을 적정한 설계로 선택하였다.

냉방모드에서 이중관 열교환기에 공급되는 물의 온도를 30℃에서 34℃로, 핀튜브 열교환기에 공급되는 공기의 상대습도를 50%, 온도를 24℃에서 32℃로 변화시켰을 때의 냉방능력과 COP를 Fig.9와 Fig.10에 나타내었다. 그림에서 보는것과 같이 공급 공기의 온도가 증가함에 따라 증발기 역할을 하는 핀튜브 열교환기에서 열전달량이 증가하기 때문에 냉방능력과 COP가 증가함을 알 수 있으며 또한 공급물의 온도가 증가함에 따라 응축기 역할을 하는 이중관 열교환기에서 열전달량이 감소하기 때문에 냉방능력과 COP가 감소함을 알 수 있다.

난방모드에서 이중관 열교환기에 공급되는 물의 온도를 24℃에서 28℃로, 핀튜브 열교환기에 공급

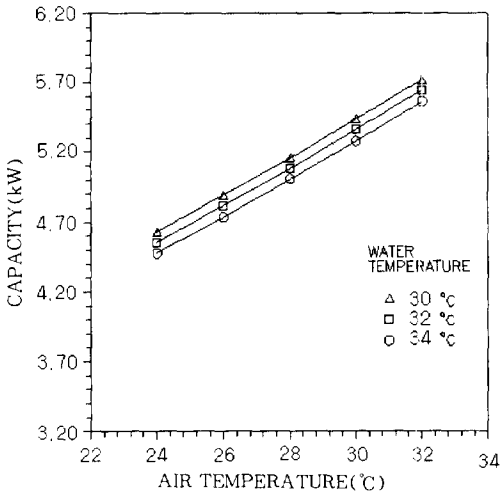


Fig.9 Effect of air and water temperature on cooling capacity

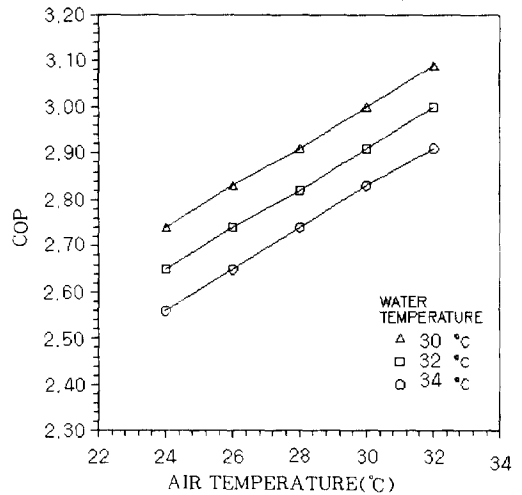


Fig.10 Effect of air and water temperature on cooling COP

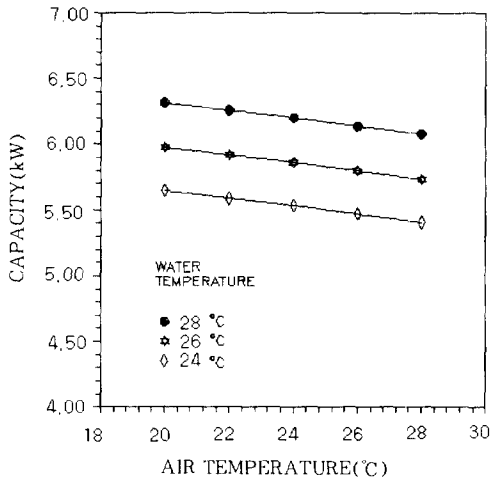


Fig.11 Effect of air and water temperature on heating capacity

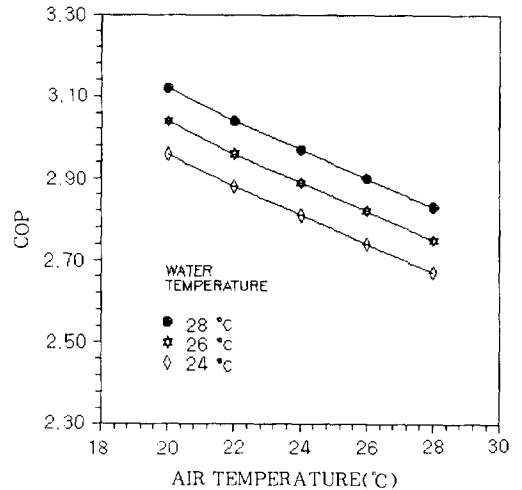


Fig.12 Effect of air and water temperature on heating COP

되는 공기의 상대습도를 50% 온도를 20°C에서 28°C로 변화시켰을 때의 난방능력과 COP를 Fig.11과 Fig.12에 나타내었다. 그림에서 보는것과 같이 공급 공기의 온도가 증가함에 따라 응축기 역할을 하는 핀튜브 열교환기에서 열전달량이 감소하기 때문에 난방능력과 COP가 감소함을 알 수 있으며 또한 공급물의 온도가 증가함에 따라 증발기 역할을

하는 이중관 열교환기에서 열전달량이 증가하기 때문에 난방능력과 COP가 증가함을 알 수 있다.

6. 결 론

본 연구 결과에 의하여 다음과 같은 결론에 도달하였다.

1) 이중관 열교환기를 실외기로 사용하고 핀튜브 열교환기를 실내기로 사용한 물대공기 열펌프 시스템 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다.

2) 실제 측정된 실험 데이터와 시뮬레이션 데이터를 비교한 결과 난방능력과 COP는 1.25%와 0.47%, 난방능력과 COP는 0.51%와 0.13%의 오차가 발생하여 시뮬레이션 프로그램의 타당성을 입증하였다.

3) 입증된 프로그램을 사용하여 목표에 맞는 압축기, 이중관 열교환기, 핀튜브 열교환기, 냉매배관 등 각종 부품을 적정히 선택하여 물대공기 열펌프 시스템을 설치하였다.

4) 설계된 물대공기 열펌프 시스템에서 핀튜브 열교환기에 공급되는 실내 온도, 이중관 열교환기에 공급되는 물의 온도 등을 변화시켜 시스템의 냉·난방능력과 효율을 분석하였다.

참 고 문 헌

1. 한도영, 박관준, 1996, "물대공기 열펌프 시스템의 성능해석", 하계학술발표 논문집, 공기조화·냉동공학회.
2. Fischer, S. K. and Rice, C. K., 1983, "The Oak Ridge Heat Pump Model", ORNL/CON80/R1.
3. 박관준, 1997, "물대공기 열펌프 시스템의 설계와 성능해석", 석사학위논문, 국민대학교.
4. Raznjevic, K., 1976, "Handbook of Thermodynamic Tables and Charts", McGraw-Hill, New York.
5. Gnielinski, V., 1976, "New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow", Int. Chemical Engineering.
6. Petukhov, B. S., 1970, "Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties", Advances in Heat Transfer, Vol. 6, Academic Press, New York.
7. 1983, "Standard for Water-Cooled Refrigerant Condenser, Remote Type", ARI-Standard, 450-79.
8. 한도영, 조영두, 1995, "HFC-134a를 대체냉매로 사용한 자동차 냉방시스템의 성능해석", 공기조화·냉동공학 논문집, 제7권, 제3호, 공기조화·냉동공학회.
9. 내부자료, 신성이엔지.
10. 한국공업규격, KSD-5301.
11. 1992, "냉매배관", 공기조화·냉동·위생공학편람, 제3권, 공기조화·냉동공학회.