

SUDS증발기를 사용한 2중열원 열펌프의 성능해석

Performance analysis of dual source heat pump system with single unit dual source evaporator

우 정 선*, 이 세 균**, 이 제 효***, 박 효 순*
 J. S. Woo, S. K. Lee, J. H. Lee, H. S. Park

Key words: Heat pump system(열펌프 시스템), SUDS evaporator(일체형 2중열원 증발기), SUDSk condenser(일체형 2중히트싱크 응축기), SUDSk heat pump(2중히트싱크 열펌프), SUDS SUDSk heat pump(2중열원 2중히트싱크열펌프), Heat pump system design(열펌프 시스템 설계)

ABSTRACT

The efficiency and capacity of an air source heat pump system decrease as the ambient temperature drops. One strategy of avoiding the decrease of the efficiency and capacity in air source heat pump system is to switch to another thermal energy source. Water can be a good candidate for the heat source. This paper presents the results of the performance analysis of heat pump system with a single unit dual source(SUDS) evaporator. The heat exchanger combines two separated evaporators into a single evaporator and the object of the SUDS evaporator is to recover energy from dual heat sources, i.e. air and water. Simulation program is developed for the dual source heat pump system with a SUDS evaporator and experimental data are obtained and compared with the simulation results. Differences in heating capacity and COP are 7% and 8% respectively. Simulation results are in good agreement with the test results. Therefore, the developed program is effectively used for the design and performance prediction of the dual source heat pump system with a SUDS evaporator.

기 호 설 명

Bo : Boiling 수

C : 정수

Co : Convection 수

Coa : 핀의 열전달계수 보정계수

C_p : 정압비열 [J/kgK]

D : 직경 [m]

De : 상당지름 [m]

F_a : 공기측 열전달면적에 대한 핀의 열전달면적 비

Fr_L : Froude 수

g : 중력가속도 [m/s²]

G : 질량유량 [kg/m²hr]

h : 열전달계수 [W/m²K]

* 한국에너지기술연구소

** 충북대학교 기계공학부

*** 건국대학교 기계공학부

h_{ave}	: 평균 응축열전달계수 [W/m ² K]
h_{fg}	: 증발잠열 [kJ/kg]
j	: 상관계수
k	: 열전도도 [W/mK]
m	: 냉매유량 [kg/s]
m_r	: 표준질량유량 [kg/s]
N_{cap}	: 모세관수
Pr	: Prandtl 수
Re	: Reynolds 수
p	: 압력 [N/m ²]
q	: 열유속 [W/m ²]
T	: 온도 [K (°C)]
W_T	: 공기유동방향의 열교환기 점유비
x	: 건도

그리스문자

μ	: 동점성계수 [m ² /s]
ρ	: 밀도 [kg/m ³]
Φ	: 유량계수

상 점 자

\cdot	: 시간변화율
---------	---------

하 점 자

a	: 공기
id	: 관내경
$inlet$: 압축기 입구
l	: 액체
o	: 열교환기 출구측
$outlet$: 압축기 출구
r	: 냉매
sp	: 단상
tp	: 2상
v	: 증기
w	: 물

약 어

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

1. 개 요

지구온난화 문제로 탄산가스의 배출을 규제하는 국제적인 움직임이 가속화되고 있는 상황에서 에너지의 효율적인 사용은 우리가 당면한 큰 과제이다. 열펌프가 에너지절약에 매우 효율적인 장치라는 것은 이미 잘 알려져 있지만, 국내에서는 가정용 열펌프 개발 및 보급이 부진하다.

국내에서 가정용 열펌프의 개발 및 보급이 부진한 것은 전기요금에 다른 에너지값에 비하여 비싸고 동절기의 기후가 한냉하며 난방방식이 바닥난방 방식을 선호하는 등 여러가지 복합적인 원인에 있다.

오늘날 산업체에서 다량 생산되고 있는 가정용 열펌프는 공기 대 공기 형식이며, 그것은 가장 가까이에서 쉽게 전용할 수 있는 에너지원이 공기이며 또한 전공기난방방식이 간편하고 생활관습과 관련하여 선호하는 서구의 영향이 크다.

공기열원 열펌프는 외기온도가 낮은 상태에서 운전하면 열회수용 증발기에 서리가 착상되며, 착상된 서리는 열전달효율을 감소시키고 공기의 흐름에 저항요인이 되는 등의 요인으로 난방효율과 능력이 낮아지는 등 해결해야 할 문제점들이 있다. Baxter, Moyers⁽¹⁾에 의하면 제상에 소요되는 에너지손실율(전기저항식 보조난방 열량 제외)이 10.2%, 서리의 착상에 따른 에너지손실율은 3.7% 정도였다고 한다. 이와 같은 공기열원의 단점을 개선할 수 있는 방법의 하나로 외기온도가 낮아지면 지하수, 지열, 태양열, 하천수 등의 2차열원으로 부터 열을 회수하기 위하여 물(혹은 브라인)을 열원유체로 전환하여 이용하는 방법이 있다.

본 연구는 이와 같은 문제점의 개선 및 필요성에 대응하기 위하여 1차열원유체로는 공기를 사용하고 2차열원유체로는 물을 사용할 수 있는 SUDS증발기를 이용하는 열펌프시스템 개발을 목적으로 추진되었다. 이와 같은 형식의 열교환기를 응축기에 적용하면 1차히트싱크유체로 공기를 사용하고 2차히트싱크로는 물을 사용할 수 있어서, 공기를 이용하는 전공기난방방식과 온수를 이용하는 바닥난방시스템에의 병용 이용이 가능하다. 우와 이⁽²⁾는 이와 같은 목적의 응축기 형식을 SUDSk응축기, 그리고 SUDSk응축기를 이용하는 2중히트싱크 열펌프를 SUDSk열펌프라 제

안하였으며, 관련하여 우⁽³⁾는 하나의 장치로 난방 (특히 온풍 및 온수난방의 병용)과 냉방이 가능하여 4계절에 적합한 주거환경의 조성이 가능할 등의 장점이 예상된다고 하였다.

본 연구에서는 Oak Ridge 국립연구소에서 개발된 MARK III 프로그램⁽⁴⁾을 기본으로 하여 증발기와 응축기를 공기와 물을 병용 사용할 수 있는 SUDS증발기와 SUDSk응축기를 이용하는 2중열원 2중히트싱크 열펌프시스템의 성능해석이 가능하도록 프로그램을 개발하였다.

증발기를 1차열원인 공기와 2차열원인 물을 병용 사용할 수 있는 나선형 3유체증발기를 이용하는 열펌프시스템의 성능해석이 Lee⁽⁵⁾에 의하여 수행된바 있다.

본 연구에서는 설계된 2중열원 2중히트싱크 열펌프를 대상으로 공기와 물을 열원으로 하는 2중열원열펌프 기능에 대한 실험을 하였고, 개발한 프로그램을 이용하여 실험과 동일한 조건에 대한 시뮬레이션을 수행하여 실험결과와 비교를 통하여 프로그램의 유효성을 입증하였으며, 유량, 온도, 열교환 면적 등을 변수로 2중열원 열펌프의 성능을 시뮬레이션하였다.

2. SUDS증발기 모델의 시뮬레이션

2.1 열펌프 형식

시뮬레이션을 위한 열펌프형식은 SUDS증발기와 SUDSk응축기를 적용하는 2중열원 2중히트싱크 열펌프를 대상으로 하였으며, 이와 같은 열펌프형식은 국내에서와 같은 동절기 기후가 한냉한 지역에서 1차열원으로 공기를 그리고 2차열원으로 물(혹은 브라인)을 이용하기 위한 열펌프형식으로서, 열교환기의 구조는 Fig. 1과 같다. 열교환기의 내측 나관의 내측으로는 물(혹은 브라인)이 흐르고, 내측 나관의 외측과 외측 핀튜브의 내측 사이의 환상공간으로는 냉매가 흐르며, 핀튜브 외측으로는 공기가 흐르는 구조이다.

2.2 적용 이론

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

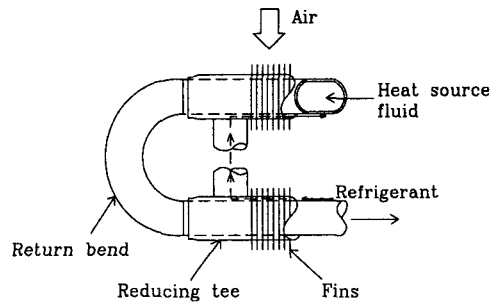


Fig. 1 SUDS evaporator and SUDSk condenser scheme.

2.2.1 공기를 열원으로 사용하는 경우

2중관식 증발기의 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.

(1) 냉매측 열전달식

단상영역인 증발기의 과열영역에서의 냉매측 열전달식은 다음 Dittus-Boelter식⁽⁴⁾을 사용한다.

$$h_{r,sp} = 0.023 G_{r,sp} C_{p,r,sp} Pr_{r,sp}^{(C-1)} Re_{sp}^{-0.20} \quad (1)$$

여기서, C는 0.3이다.

2상영역에서의 열전달식은 2상영역의 전길이에 대하여 국부열전달계수를 적분하여 평균열전달계수를 구한다. 증발기에 대한 국부열전달계수는 Chaddock and Noerager⁽⁶⁾의 식을 사용한다.

$$\frac{1}{h_{r,sp}} = \frac{\int_{X_i}^{X_{\infty}} \frac{dx}{h_1(x)} + \int_{X_{\infty}}^{X_o} \frac{dx}{h_2(x)}}{\int_{X_i}^{X_o} dx} \quad (2)$$

여기서,

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

$$h_2(x) = h_1(X_{do}) - \left(\frac{X - X_{do}}{X_o - X_{do}} \right)^2 (h_1(X_{do}) - h_v) \quad (4)$$

(2) 공기측 열전달식

공기측 열전달식에 대해서는 McQuiston, Yoshii, Senshu 등의 연구 결과를 기초로 하여 만들어진 다음의 식⁽⁴⁾을 사용한다

$$h_a = Co_a G_a C_{p_a} Pr_a^{-2/3} j \left[\frac{1 - 1280 N_T Re_a^{-1.2}}{1 - 5120 Re_a^{-1.2}} \right] \quad (5)$$

$$j = 0.0014 + 0.2618 \left(\frac{1}{1 - F_a} \right)^{-0.15} \left(\frac{G_a De}{\mu_a} \right)^{-0.4} \quad (6)$$

$$Re_a = \frac{G_a W_T}{\mu_a} \quad (7)$$

2.2.2 물을 열원으로 사용하는 경우

물에 대해서는 FEM방법으로 전체 열교환기의 길이를 N개의 유한요소로 나누어 미소길이 dz 을 만들어 각각의 유한길이에 대해 열전달과 압력강하를 계산하고 진도를 구하여 과열 또는 과냉 영역인지, 2상영역인지를 구분하여 각각의 식을 사용할 수 있도록 한다. 이 과정을 전체 길이까지 계속하여 끝 부분의 냉매온도와 압력을 계산하고 냉매온도가 계산된 압력의 포화온도에서 과열도 또는 과냉도가 요구되는 온도가 되었는지를 판별하여 허용도를 넘으면 냉매유량 등을 변화시켜 전체적인 평형을 꾀하게 된다. 냉매의 흐름방향과 물의 흐름방향이 반대인 대항류 해석은 열교환기의 냉매 입구부분의 물의 출구 온도를 가정하여 전진적인 방법으로 전체과정을 행하고 물의 입구온도가 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

단상영역인 과열영역에서의 냉매측 열전달식은 Dittus-Boelter식을 사용한다.

2상영역에서의 냉매측 열전달계수는 Shah⁽⁷⁾의 Chart method을 사용한다.

Shah의 선도를 이용하여 열전달계수를 구하기 위해서 무차원수 Co , Bo , Fr 를 계산한다.

$$Bo = \frac{q}{G h_{fg}} \quad (8)$$

$$Co = \left(\frac{1}{x-1} \right)^{0.8} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \quad (9)$$

$$Fr_L = \frac{G^2}{\rho_l^2 g D_{id}} \quad (10)$$

위의 3개의 무차원수를 이용하여 선도에서

$$\Psi = \frac{h_{fp}}{h_l} \text{를 찾는다.}$$

$$h_l = 0.023 \left[\frac{G_l De (1-x)}{\mu_l} \right]^{0.8} Pr_l^{0.4} k_l / De \quad (11)$$

(2) 물측 열전달식은 Dittus-Boelter식을 사용한다.

$$h_w = 0.023 G_w C_{p_w} Pr_w^{-0.6} Re_w^{-0.2} \quad (12)$$

2.2.3 압축기

압축기에 대한 모델은 제조업체의 자료를 이용하여 다음과 같이 응축기 및 증발기의 2차함수로 함수화하여 사용한다⁽⁴⁾.

$$f(T_{outlet}, T_{inlet}) = C_1 T_{outlet}^2 + C_2 T_{outlet} + C_3 T_{inlet}^2 + C_4 T_{inlet} + C_5 T_{outlet} T_{inlet} + C_6 \quad (13)$$

2.2.4 팽창기구

모세관 형식은 모세관 입구에서의 냉매압력(p)과 과냉각도(ΔT)를 기준으로 하여 계산한다. 모세관을 통한 질량유량은 다음과 같이 계산된다.

$$\dot{m}_v = \Phi N_{cap} \dot{m}_r \quad (14)$$

$$\dot{m}_r = m_o \left(\frac{p}{1500} \right)^k \quad (15)$$

$$m_o = 356 + 0.641 \left| \frac{\Delta T - 31}{10} \right|^{3.56} \quad (16)$$

$$k = 0.4035 + 0.4175 e^{-0.04 \Delta T} \quad (17)$$

3. 실험장치의 구성 및 실험방법

3.1 실험장치 구성

본 연구의 열펌프형식에 대한 규격화된 실험방법이 없으므로 한국공업규격 KS B 6369(패키지

형 공기조화기 시험방법)에서 정하고 있는 냉방 및 열펌프 난방시험조건을 참조하였다. 또한 열펌프의 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.

열펌프사이클 각 운전점에서의 냉매압력 측정을 위해 사용한 압력센서는 측정정도 0.5% 이하의 Valcom 모델 84 N-P를 사용하였고, 냉매온도 측정, 공기온도 측정, 2차열원유체 온도측정을 위해 사용한 열전대는 미국 ANSI/MC96.1에 규정된 T-type으로서 직경은 AWG No. 32 (American Wire Gauge Number 32 : 직경 약 0.2 mm)를 사용하였고 온도교정장치(Calibration apparatus)를 이용하여 측정오차가 $\pm 0.2^{\circ}\text{C}$ 의 범위에 속하는 것

만을 엄선하여 사용하였다.

이와 같이 설치된 실험장치로부터 전송되는 온도와 압력변화에 관한 실험자료의 수집을 위해 데이터수집시스템을 구성하였다. 데이터수집시스템은 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 이들 자료를 분석하였다.

풍량의 조절은 다소 용량이 큰 시로코펜을 설치하고 팬의 입구 혹은 출구에 댐퍼를 부착하여 댐퍼의 개도를 조절하는 방법으로 하였다.

풍량 측정에 사용된 장치는 Furness Controls Limited 제품으로서 10 pairs of channels-auto scanning기능이 있는 Micromanometer P.P.F.A.-FC060 모델을 사용하였으며 측정정도는 $\pm 1\%$ 이다.

수량의 조절은 다소 용량이 큰 펌프를 설치하고 유체라인에 밸브를 부착하여 밸브의 개도를 조절하는 방법으로 하였으며 수량측정을 위하여 사용된 장치는 한국OVAL(주) 제품인 FLOWPET-NX LS5377 모델로서 유량측정범위는 600 - 3600 lpm, 측정정도는 $\pm 0.5\%$ 이다.

열펌프 소요전력의 측정을 위하여 사용된 장치는 ELCONTROL 제품인 MICROVIP MK 1.1 모델이다. Fig. 2는 열펌프 개요도와 함께 이와 같이 설치된 실험장치로부터 실험자료를 수집하기 위해 사용된 데이터수집시스템의 개략도이다.

3.2 실험방법

특성실험은 열원인 실외기 공기와 물의 온도, 유량 변화에 대한 각 운전모드에서의 성능변화를 주 실험으로 하였다. 실험조건중에서 실외기온습도조건의 변화는 외기온습도의 변화를 예측하고 필요로 하는 실험조건 전후의 외기온도에서 운전을 시작하여 일정한 시간이 경과할 때까지 운전을 계속하면 시간이 경과함에 따라 외기온도의 변화가 발생하고, 변화되는 실외기온도조건에서 실험을 계속하게 되므로 필요한 조건과 근사한 온도조건에서의 실험데이터를 선정할 수 있다. 이와 같은 방법으로 KS B 6369에서 주어진 온습도 실험조건에 부합한 실험데이터를 얻기 위

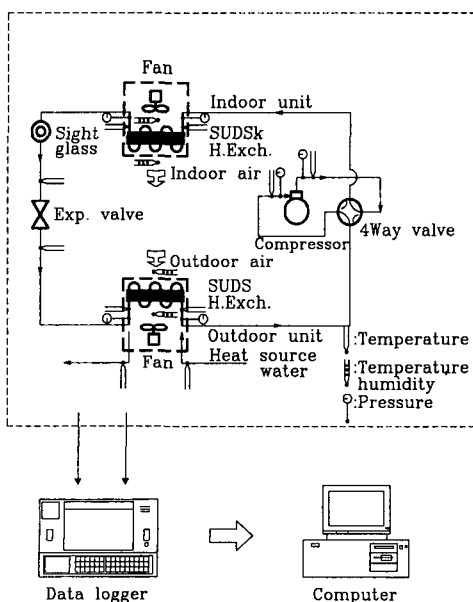


Fig. 2 Schematic of data acquisition system.

하여 각 조건에 대하여 수회 반복실험을 하였으며, KS조건과 근사한 실험조건에서의 실험결과를 선정하도록 하였다.

공기를 열원으로 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 및 2중열원 열펌프의 성능특성

개발한 프로그램을 이용하여 열펌프 성능을 시뮬레이션 하고, Table 1과 같은 열펌프를 설계, 제작하여 열원의 변화에 따른 실험을 수행하였으며, 결과의 비교를 통하여 개발된 프로그램을 검증하였다.

열펌프는 압축동력을 필요로 하며 이 동력은 연료를 이용하는 발전설비로부터 온다는 관점에서 볼 때 연료를 직접 연소하여 난방열량을 얻는 보일러와 그 성능을 비교하여 볼 수 있다. 발전설비의 효율을 34.4%로 보면 열펌프의 성능계수가 2.907인 경우가 보일러 효율 100%에 해당하며, 2.616인 경우가 90% 효율, 2.471인 경우가 85% 효율, 2.326인 경우가 80% 효율에 해당한다. 본 연구결과에서 도출된 성능계수는 압축기에 소요되는 전기량만을 고려한 값이다.

4.1.1 1차(공기)열원 성능특성

Fig. 3은 실외기 열원을 공기로 하여 열원온도를 $7 \pm 1^\circ\text{C}$ DB, $6 \pm 0.5^\circ\text{C}$ WB 범위로 하고, 실내기 히트싱크를 공기로 하여 히트싱크온도를 $21 \pm 1^\circ\text{C}$ DB 범위로 하여 풍량을 설계풍량인 960 cmh의 80, 100, 128%로 변화시킴에 따른 열펌프의 성능변화에 대한 실험결과와 시뮬레이션 결과의 비교를 나타낸다. 실내기 공기량이 100%인 경우에 열펌프 난방능력이 7%, 성능계수가 1% 정도의 오차범위를 나타냈고, 공기량이 80%인 경우에 난방능력이 6%, 성능계수가 3% 정도의 오차범위를 나타냈으며, 공기량이 128%인 경우에 난방능력이 7%, 성능계수가 7% 정도의 오차범위를

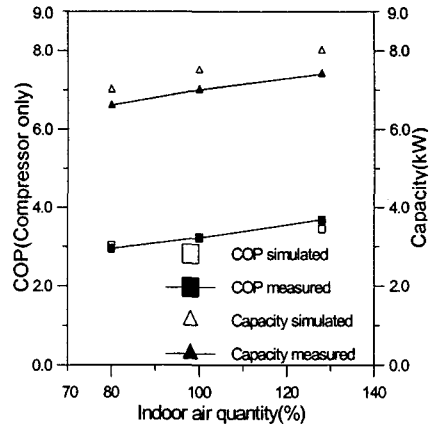


Fig. 3 COP and capacity vs. air quantity (at 7°C air source temperature).

나타냈다. 이때의 특성 변화를 보면, 풍량이 80%로 낮아지면 난방능력과 성능계수는 모두 약 94%로 작아지며 풍량이 128%로 증가시킴으로서 난방능력은 약 106% 성능계수는 약 107%로 커지는 것으로 나타나서 난방능력과 성능계수가 풍량의 증감에 비례하여 증감하는 경향으로 나타났다.

Fig. 4부터 Fig. 6까지는 프로그램을 이용하여 시뮬레이션 한 결과이다.

Fig. 4와 Fig. 5는 각각 -1°C 와 10°C 공기를 실외기 열원으로 하며, 실내기 히트싱크를 공기로 하여 히트싱크온도를 $21 \pm 1^\circ\text{C}$ DB 범위로 하여

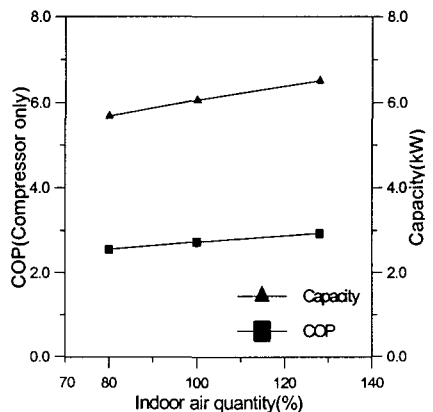


Fig. 4 COP and capacity vs. air quantity (at -1°C air source temperature).

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, model No.	reciprocating	BRISTOL, H26B28QCBC	
	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		

풍량을 설계풍량인 960 cmh의 80, 100, 128 %로 변화시키기에 따른 열펌프의 성능변화에 대한 시뮬레이션 결과를 나타낸다. 각 온도에 대한 각 풍량별 특성을 비교할 때, 열원온도의 변화에 비례하여 난방능력과 성능계수의 절대값에는 큰 차이를 보이고 있으나, 각 온도별 풍량변화에 따른 난방능력과 성능계수의 변화율은 크기가 같게 나

타났다.

Fig. 6은 공기를 실외기 열원으로 하며 공기를 실내기 히트싱크로 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 낮아짐으로서 능력은 약 79%로 작아지며 성능계

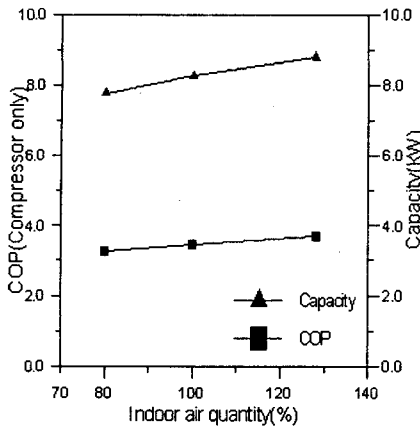


Fig. 5 COP and capacity vs. air quantity (at 10°C air source temperature).

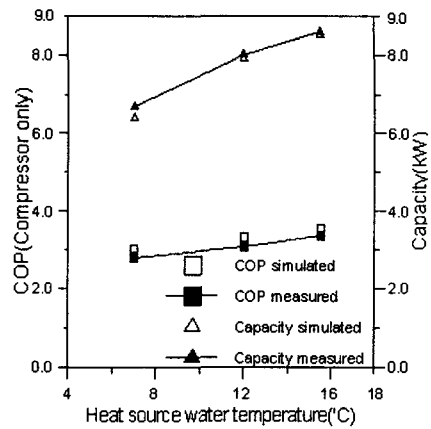


Fig. 7 COP and capacity vs heat source water temperature.

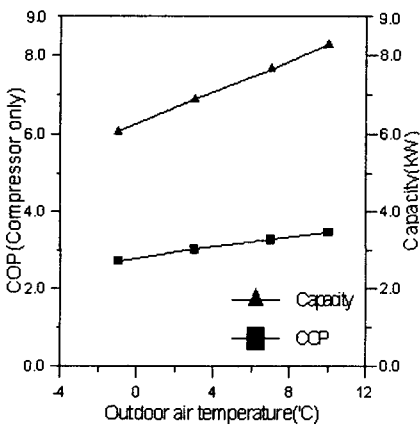


Fig. 6 Effect of air heat source temperature variation.

수는 약 2.7을 나타내고 있다. 열원의 온도가 10°C로 높아짐으로서 능력은 108%로 커지며 성능계수는 3.5를 나타내고 있어 열원온도 변화에 비례하여 난방능력과 성능계수가 증가하는 경향으로 나타났다.

4.1.2 2차(수)열원 성능특성

Fig. 7은 실외기 열원을 물로 하여 열원온도를 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 실험결과와 시뮬레이

션결과의 비교를 나타낸다. 열원온도가 7°C인 경우에 난방능력이 4%, 성능계수가 8% 정도의 오차범위를 나타냈고, 열원온도가 12°C인 경우에 난방능력이 2%, 성능계수가 8% 정도의 오차범위를 나타냈으며, 열원온도가 KS기준온도인 15.5°C인 경우에 열펌프 용량은 결과가 거의 일치하였고 성능계수가 5% 정도의 오차범위를 나타냈다. 특성 변화를 검토하면, 실외기 입구온도가 7°C에서 12°C로 높아짐으로서 난방능력은 약 14% 성능계수는 약 11%가 커지며, 15.5°C로 높아짐으로서 난방능력은 약 24% 성능계수는 약 17% 가 커지는 것으로 나타나 난방능력과 성능계수가 열원온도에 비례하여 증가하는 경향으로 나타났다.

Fig. 8부터 Fig. 10까지는 프로그램을 이용하여 시뮬레이션 한 결과이다.

Fig. 8과 Fig. 9는 각각 7°C와 15.5°C 물을 실외기 열원으로 하며, 21 ± 1°C DB 범위의 공기를 실내기 히트싱크로 하여 풍량을 설계풍량인 960 cmh의 80, 100, 128%로 변화시키에 따른 열펌프의 성능변화에 대한 비교결과를 나타낸다.

경향을 보면 풍량이 80%로 낮아지면 난방능력과 성능계수는 공히 약 94%로 작아지며 풍량이 128%로 증가시킴으로서 난방능력은 약 106% 성능계수는 약 107%로 커지는 것으로 나타나서 난방능력과 성능계수가 풍량의 증감에 비례하여 증감하는 경향으로 나타났으며 공기를 열원과 히트싱크로 하는 경우와 증감하는 경향이 같게 나타

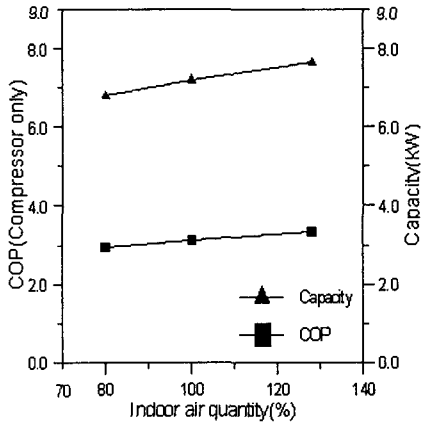


Fig. 8 COP and capacity vs air quantity (at 7°C water source temperature).

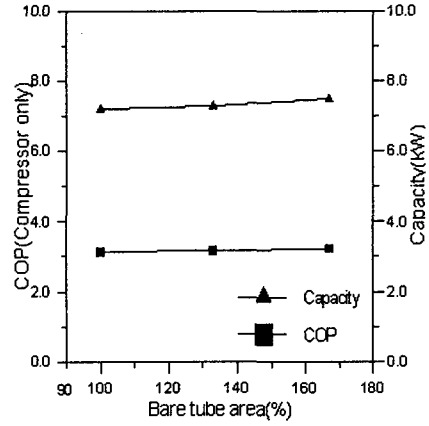


Fig. 10 COP and capacity vs bare tube area (at 7°C water source temperature).

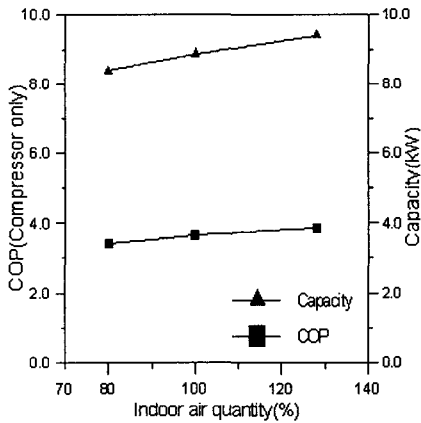


Fig. 9 COP and capacity vs water quantity (at 15.5°C water source temperature).

나고 있다. 그러나, Fig. 3과 비교하면 같은 열원 온도에서 난방능력과 성능계수의 절대값은 공기를 열원으로 하는 경우가 물을 열원으로 하는 경우에 비하여 크게 나타나는 경향을 보이고 있다.

Fig. 10은 7°C 물을 실외기 열원으로 하며, 물을 열원으로 이용하기 위한 나관의 전열면적을 100, 133, 167%로 변화시키기에 따른 열펌프의 성능변화에 대한 비교결과를 나타낸다. 전열면적이 증가함에 비례하여 난방능력과 성능계수가 작아짐으로 변화하는 것으로 나타나고 있으나, 전열면적이 적정크기 이상에서는 절대값은 전열면적이 증가하는 절대량에 크게 미치지 못하여 성능

변화에 큰 영향을 주지 못하는 것으로 나타났다. 열원의 전환은 난방능력과 성능계수를 고려해야 한다. 공기열원 온도 7°C에서의 난방성능은 7.65 kW이며 성능계수는 약 3.29이다. 물을 열원으로 할 경우는 물의 온도가 10°C에서 난방성능은 7.48 kW이며 성능계수는 약 3.21으로서 공기열원 7°C에서의 특성과 유사하다. 따라서 2차열원유체로의 열원의 전환은 10°C 이상의 온도를 얻을 수 있는 열원으로의 전환이 요구된다.

5. 결론

본 연구결과에 의하여 다음과 같은 결론에 도달하였다.

(1) SUDS증발기를 실외기 열교환기로 사용하고 SUDSk응축기를 실내기 열교환기로 사용하는 열펌프 형식의 시뮬레이션을 위한 프로그램을 개발하였으며, 설계된 2중열원 2중히트싱크 열펌프 시스템을 대상으로 실외기와 실내기에 공급되는 유체의 온도, 유량의 변화에 따른 성능을 계산하고 공기와 물을 열원으로 하고 공기를 히트싱크로 하는 실험결과와 비교하였으며, 오차범위가 난방성능은 7%, 성능계수는 8% 정도로 나타났으며 프로그램의 유효성이 입증되었다.

(2) 공기와 물을 열원으로 사용할 수 있는 SUDS증발기를 사용하는 2중열원열펌프 시스템 형식의 타당함이 성능해석과 실험에 의한 비교를 통하여 입증되었다.

(3) 공기열원으로부터 2차열원인 물열원으로의 전환은 공기온도가 7℃에서 2차열원인 물의 온도가 10℃ 이상의 온도를 얻을 수 있는 열원으로서의 전환이 필요하다.

(4) 핀튜브를 사용하여 공기를 열원으로 할 경우에 비하여 나관을 사용하여 물을 열원으로 할 경우가 난방능력, 성능계수등 시스템 운전특성이 낮게 나타났다. 따라서 보다 효율적인 적용을 위하여는 물을 열원이나 히트싱크로 이용하기 위한 내측관측의 성능을 높일 필요가 있다.

참 고 문 헌

1. V. D. Baxter, J. C. Moyers, 1985, Field measured cycling, frosting, and defrosting losses for a high-efficiency air-source heat pump, ASHRAE Transactions Vol. 91, Part 2B. pp. 537-554.
2. 우정선, 이세균, 1997, 이중열원열펌프의 적용, 空氣調和 · 冷凍工學, 第26卷 第2號, pp. 111-119.
3. 우정선, 1997, 2중열원, 2중히트싱크 열펌프의 개발, 적용, 冷凍空調技術, Vol. 14, No. 9, pp. 105-113.
4. 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.
5. Jai-Hyo Lee, 1989, Analysis and simulation of dual-source heat pumps with three-fluid evaporators, Ph.D Thesis of Oregon State Univ. Mechanical Engineering.
6. J. B. Chaddock, J. A. Noerager, 1966, Evaporation of refrigerant 12 in a horizontal tube with a constant wall heat flux, ASHRAE Transactions, Vol. 72, Pt 1, pp. 99-103.
7. Mirza M. Shah 1976, A new correlation for heat transfer during boiling flow through pipes, ASHRAE Transaction., Vol. 82, Part 2, pp. 66-86.