

대체냉매를 사용한 이원냉동 시스템의 성능에 관한 연구

박 중 훈, 조 금 남*

성균관대학교 대학원 기계공학과, *성균관대학교 기계공학부

Study on the Performance of the Cascade System Using Alternative Refrigerants

Jonghoon Park, Keumnam Cho**

Graduate School of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan University, Suwan 440-746, Korea

*School of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan University, Suwon 440-746, Korea

(Received January 5, 2001; revision received May 2, 2001)

ABSTRACT: The present study investigated the effect of key parameters on the performance of a cascade system using R-22 and R-23 refrigerants. Experimental data for the cascade system have been compared with simulation results using thermodynamic analysis. The cascade system tested at the evaporating temperature of -80°C and the condensing temperature of 40°C . The key experimental parameters were the evaporating temperature of the HTC ($-35, -30, -25, -20, -15^{\circ}\text{C}$) and mass flux of the HTC ($200, 250, 300 \text{ kg/m}^2\text{s}$). As the evaporating temperature and the mass flux of the HTC were increased respectively, the COP and the refrigerating efficiency were increased and then decreased while the volume flow rate per unit refrigeration capacity showed the opposite trend. The maximum COP and refrigerating efficiency were obtained at the evaporating temperature of the HTC of -25°C and the mass flux of $250 \text{ kg/m}^2\text{s}$.

Key words: Cascade system(이원냉동), Simulation(시뮬레이션), COP(성능계수), Refrigerating efficiency(냉동효율)

기 호 설 명

COP : 성능계수

G : 질량유속 [$\text{kg/m}^2\text{s}$]

h : 엔탈피 [kJ/kg]

\dot{m} : 질량유동률 [kg/s]

P : 압력 [MPa]

\dot{Q}_e : 냉동능력 [kW]

T : 온도 [$^{\circ}\text{C}$]

v : 비체적 [m^3/kg]

\dot{V}_c : 체적유동률 [m^3/s]

\dot{W}_c : 압축일 [kW]

그리스 문자

η_{isen} : 등엔트로피 효율

η_v : 체적효율

η : 냉동효율

하첨자

c : 압축기

† Corresponding author

Tel.: +82-31-290-7445; fax: +82-31-290-5849

E-mail address: keumnam@yurim.skku.ac.kr

- e : 증발기
- H : 고온부
- i : 입구
- $isen$: 등엔트로피
- L : 저온부
- o : 출구

1. 서 론

최근 들어 진공펌프의 진공부하, 부식 및 열부하 등의 원인이 되는 수분과 각종 유기 용매가스 등⁽¹⁾을 효과적으로 차단하기 위한 cold trap 장치가 많이 사용되고 있다. 기존에는 드라이아이스 또는 액화 질소를 사용하였으나 이러한 냉매들은 일정시간이 경과할 때마다 지속적으로 냉매를 공급해줘야 하므로 경제적으로 많은 비용이 소비된다. 따라서 자체 내에 기계적인 냉동사이클이 구성된 cold trap 장치가 요구되게 되었다. 이러한 cold trap 장치는 $-40 \sim -80^{\circ}\text{C}$ 의 저온까지 온도를 낮추고 유지할 수 있으므로 사용이 편리하고 유지비가 거의 들지 않는 장점이 있다. 그러나 이러한 저온 냉각을 위한 특수 냉동 시스템의 도입이 필요하다. 일반적으로 저온용 냉동사이클에서는 이단 또는 삼단의 다단 압축 사이클이나 두 개의 사이클을 이용한 이원냉동 사이클⁽²⁾이 사용되고 있다. 그러나 왕복동식 압축기를 갖는 냉동기에서는 동일한 냉매를 사용할 경우 다단 압축을 하여도 저온을 얻는 데 그 한계가 있다. 즉, 상당히 낮은 증발온도를 얻으려면 압축비가 너무 커지고 압축기 압축효율과 성능계수 등이 작아지므로 이런 경우 필요로 하는 저온을 얻기 위해서 R-23, R-170, R-1150과 같은 비교적 고압의 냉매를 사용하는 사이클인 저온부(low temperature circuit, LTC)와 R-22, R-134a, R-1270과 같은 저압의 냉매를 사용하는 사이클인 고온부(high temperature circuit, HTC)가 캐스케이드 열교환기를 통해 열교환하는 이원냉동 사이클⁽³⁾과 비공비 혼합냉매를 사용하는 오토캐스케이드⁽⁴⁾ 사이클을 이용한다. 그러나 오토캐스케이드 사이클의 경우 하나의 압축기를 이용해 저온을 얻어내야 하므로 시스템의 성능이 저하되고,⁽⁵⁾ 또한 시스템 내 누설이 발생할 경우 혼합냉매의 조성이 바뀌어 시스템 내 냉매를 완전히 교체해야 하는 문제

점이 있다. Murthy and Murthy⁽⁶⁾는 고온부와 저온부에 R-11 냉매와 R-12 냉매를 사용하여 이원냉동 시스템에 대한 냉난방 성능시험을 수행하였고, Gupta⁽⁷⁾는 R-12 냉매와 R-13 냉매를 고온부와 저온부에 사용한 이원냉동 시스템에 관한 수학적 모델을 만들어 주위온도, cascade 열교환기 내 ΔT , 과열도, 과냉도, 압축기 효율 등의 인자들이 시스템 성능에 미치는 영향에 대한 해석적 연구를 수행하였다. 지금까지의 연구에서는 이러한 이원냉동 사이클에 R-11, R-12, 13, 22, 502 등 CFC 및 HCFC 계열의 냉매가 주로 사용되어 왔으나 이 중 R-11, R-12, R-13 등 CFC 계열의 냉매들은 이미 국제환경기구의 지구 온난화 및 오존층 파괴 방지를 위한 협약⁽⁸⁾에 의해 사용이 금지되었으므로 대체냉매를 사용한 저온 냉동 시스템에 관한 연구가 필요하나 아직 국내외적으로 그 연구가 체계적으로 정립되지 못한 실정이다. 이에 따라 본 연구에서는 HFC 계열 대체냉매인 R-23과 HCFC 계열 냉매인 R-22 냉매를 이원냉동 시스템의 저온부와 고온부에 각각 사용하여 고온부 증발온도와 고온부 질량유속에 따른 이원냉동 시스템의 성능에 미치는 영향을 조사하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

이원냉동 사이클을 사용한 cold trap 성능 실험 장치의 개략도는 Fig. 1에 나타나 있다. 실험장치는 저온부와 고온부로 구성되었고, 구성기기들간의 연결배관으로 6.35 mm 외경의 동관이 사용되었다. 고온부와 저온부에 1/2 hp의 왕복동식 압축기가 설치되었고, 저온부의 응축기에서 고온부의 증발기로 열전달되는 cascade 열교환기는 이중관으로 제작되었고, R-23과 R-22는 대향류로 흐르게 제작하였다. R-23 냉매는 고압냉매이기 때문에 이원냉동 장치가 비작동시에는 장치 내 압력이 크게 상승하게 되므로 장치 내 압력을 낮추기 위해 fade-out vessel이 저온부 응축기 출구에 설치되었다. 고온부와 저온부에 사용된 팽창장치는 출구압력을 조절할 수 있도록 정압식 팽창밸브가 사용되었다. 고온부 응축기에는 응축기 출구압력을 1.17~1.59 MPa의 범위 내에서 조절할 수 있는 팬 모터 컨트롤러가 설치되었다. 장치

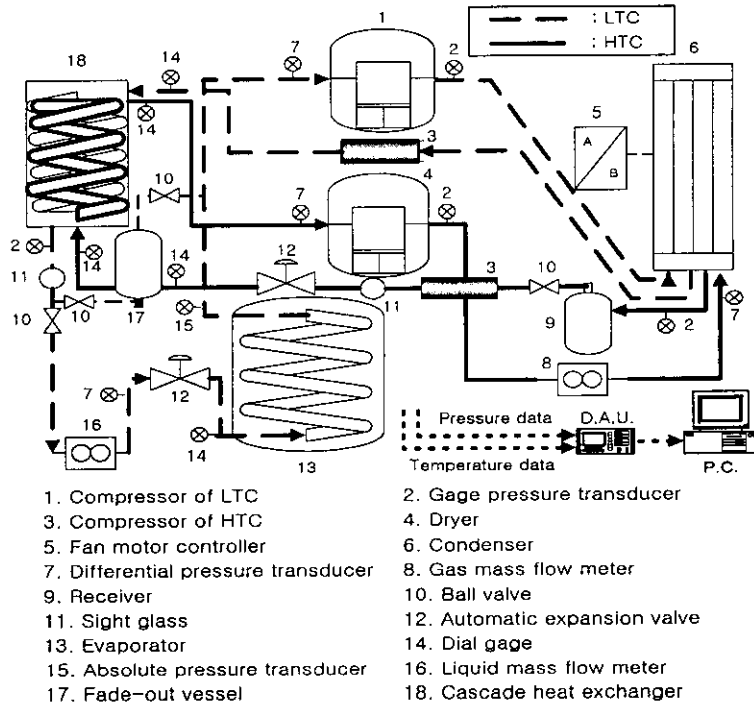


Fig. 1 Schematic diagram of the present experimental apparatus.

구성기기의 입구와 출구에서의 압력은 $\pm 0.1\%$ 의 정밀도를 갖는 압력 트랜스듀서와 차압계로 계측되었다. 구성기기의 입구와 출구에서의 온도는 표준 RTD 온도계로 $\pm 0.15^\circ\text{C}$ 정밀도로 보정된 T형 열전대를 사용하여 계측되었다. 고온부에서의 질량유동률은 고온부 압축기 출구에 위치한 열식 가스질량 유량계(측정범위: $0.01\sim 0.8\text{ kg/min}$, 정밀도: $\pm 0.1\%$)로, 저온부에서의 질량유동률은 저온부 응축기 출구에 위치한 액체 질량유량계(측정범위: $0.045\sim 5.2\text{ kg/min}$, 정밀도: $\pm 0.015\%$)로 계측되었다. 이원냉동 시스템을 사용한 cold trap 장치의 성능에 영향을 미치는 실험변수들은 고온부 증발온도와 고온부 질량유속을 설정하였다. 고온부의 증발온도 범위는 $-35\sim -15^\circ\text{C}$ 로 설정하였고, 고온부의 질량유속(G_H)은 200, 250, 300 $\text{kg/m}^2\text{s}$ 로 설정하였다. 실험중 과열도는 $8\pm 2^\circ\text{C}$, 과냉도는 $3\pm 2^\circ\text{C}$ 를 유지하였고 고온부의 응축온도는 대략 40°C 정도였으며, 저온부의 증발온도와 질량유속을 각각 -80°C 와 $130\text{ kg/m}^2\text{s}$ 로 고정시킨 후 실험변수에 따른 이원냉동 시스템의 성능계수, 압축일, 단위 냉동능력당 체적유동률 및 냉동효율에 미치는 영향을 조사하였다.

2.2 실험결과 처리방법

고온부와 저온부의 압축일은 식(1)을 이용해 계산하였고, 이원냉동 시스템 내 각 구성요소의 입출구에서 계측된 압력과 온도를 이용하여 R-22와 R-23 냉매의 필요한 물성치를 구하였다.

$$\dot{W}_c = \dot{m}(h_{c,o} - h_{c,i}) \quad (1)$$

여기서, \dot{m} 은 고온부 압축기 출구 및 저온부 응축기 출구에서 계측된 질량유동률이고 $h_{c,o}$, $h_{c,i}$ 는 압축기 입·출구의 엔탈피였으며 고온부와 저온부의 성능계수($COP_{H,L}$)는 식(2)와 같다.

$$COP_{H,L} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_c} \quad (2)$$

이원냉동 사이클의 성능계수(COP)와 냉동효율(η)⁽⁹⁾은 식(3)과 (4)와 같다.

$$COP = \frac{(COP_L)(COP_H)}{1 + COP_L + COP_H} \quad (3)$$

$$\eta = \frac{COP}{COP_{carnot}} \quad (4)$$

단위 냉동능력당 체적유동률은 식(5)와 같다.

$$\frac{\dot{V}_c}{\dot{Q}_e} = \frac{v}{(h_{e,o} - h_{e,i})} \quad (5)$$

3. 시뮬레이션 모델

이원냉동 사이클의 성능 시뮬레이션을 위한 주요 구성에 대한 개략도와 시뮬레이션 Flowchart가 각각 Figs. 2와 3에 나타나 있다. 본 시뮬레이션에서는 고온부와 저온부의 증발 및 응축온도와 질량유속을 가정하고 압축기 입구의 과열도와 응축기 출구에서의 과냉도를 매개변수로 하여 고온부 각 지점에서의 상태량을 이용해 고온부 압축일, 성능계수 및 증발 열전달량 등을 계산한다. 저온부의 경우 고온부와 동일한 방법으로 사이클 해석을 수행한다. 이때 고온부와 저온부 사이의 캐스케이드 열교환기 내의 열교환량이 이상적으로 동일하여야 하므로 열교환량의 오차범위가 5% 미만인 경우에 시뮬레이션 결과값을 구하였다.

3.1 압축기

압축기는 압축과정시 각 조건별 실험을 통해 얻은 등엔트로피 효율을 고려하여 해석하였고 압축기 출구의 엔탈피는 식(6), 압축일은 식(7)에 의해 구할 수 있다.

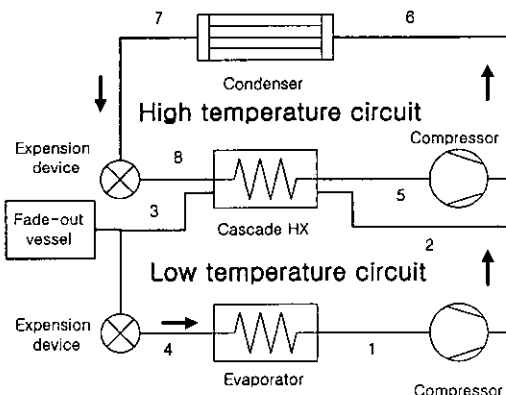


Fig. 2 Schematic diagram for the simulation model.

$$h_{c,o} = h_{c,i} + \frac{h_{c,o,isen} - h_{c,i}}{\eta_{isen}} \quad (6)$$

$$\dot{W}_c = \dot{m}(h_{c,o} - h_{c,i}) \quad (7)$$

또한 압축기 체적효율은 흡입밸브 저항 및 과열에 의한 체적효율은 고려하지 않고 실린더 내 재팽창만을 고려하면 식(8)에 의해 구할 수 있고, 압축기 체적유동률은 식(9)에 나타내었다.

$$\eta_v = 1 - m \left(\frac{v_i}{v_e} - 1 \right) \quad (8)$$

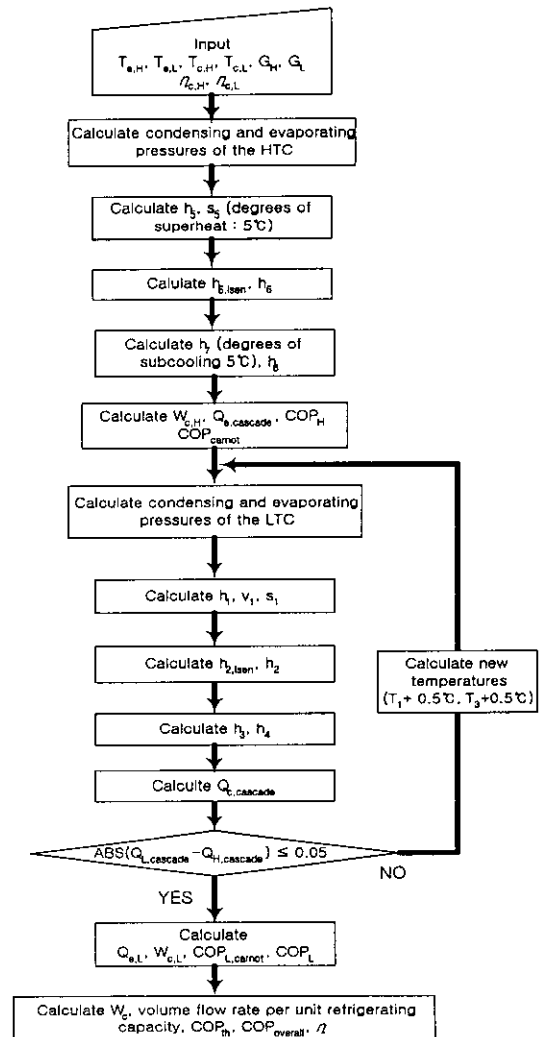


Fig. 3 Flow chart of program simulating cascade system.

$$\dot{V}_c = \frac{\dot{m}v_i}{\eta_v} \quad (9)$$

여기서 m 은 간극체적비로서 0.04로 하였다.

3.2 열교환기

고온부 응축기와 저온부 증발기의 열전달량은 식(10)과 식(11)에 나타내었다.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_H(h_6 - h_7) \quad (10)$$

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_L(h_1 - h_4) \quad (11)$$

여기서 열교환기의 엔탈피를 구하기 위한 고온부 및 저온부의 응축기와 증발기의 포화압력은 식(12)를 이용해 계산하였고 열교환기 내부에서의 압력강하는 고려하지 않았다.

$$\log_{10}(P) = A_1 + \frac{A_2}{T} + \frac{A_3}{T^2} + A_4 \log_{10}(T) + A_5 T + A_6 T^2 + A_7 T^3 \quad (12)$$

식(12)의 냉매에 따른 계수들은 ASHRAE의 "Thermodynamic properties of refrigerants"⁽¹⁰⁾에 제시된 값을 사용하였다. 또한 고온부 증발기와 저온부 응축기의 열교환이 일어나는 cascade 열교환기 내 열교환량은 이상적으로 동일하다고 가정하였다.

3.3 팽창장치

팽창장치 내 팽창과정은 이상적으로 등엔탈피 과정이라 가정하였다. 즉 고온부 및 저온부의 팽창장치 입, 출구의 엔탈피는 식(13)과 같다.

$$h_7 = h_8, \quad h_3 = h_4 \quad (13)$$

3.4 시뮬레이션 조건

본 연구에서 이원냉동 사이클의 성능 시뮬레이션을 위한 주요 조건을 Table 1에 나타내었다. 성능 시뮬레이션의 실험변수는 실제 이원냉동 시스템의 성능실험과 같이 고온부 증발온도는 -35

Table 1 Key conditions of simulation

Variables	Conditions
$T_{e,H} (^{\circ}\text{C})$	$-35, -30, -25, -20, -15$
$T_{e,L} (^{\circ}\text{C})$	-80
$G_H (\text{kg}/\text{m}^2\text{s})$	$200, 250, 300$
$G_L (\text{kg}/\text{m}^2\text{s})$	130
Degree of superheat and subcooling of the HTC ($^{\circ}\text{C}$)	5.0
ΔT of the cascade HX ($^{\circ}\text{C}$)	5.0

-15°C 범위였고, 고온부 질량유속은 $200\sim 300 \text{ kg}/\text{m}^2\text{s}$ 로 선정하였으며 실제 성능실험 결과와 시뮬레이션 결과를 비교하였다.

4. 성능해석 및 실험결과

4.1 고온부 증발온도에 따른 이원냉동 시스템의 성능

고온부 증발온도의 변화가 R-22 및 R-23을 사용한 이원냉동 시스템의 성능에 미치는 영향을 Figs. 4~7에 나타내었다.

Fig. 4에 나타나 있듯이 이원냉동 시스템의 압축일은 고온부 질량유속이 증가할 경우 증가함을 알 수 있었고, 고온부 증발온도가 -35°C 에서 -15°C 로 증가하는 경우 감소하다가 증가하는 경향을 나타냈으나 낮은 질량유속 조건에서는 거의 일정하게 나타내었다. 모든 질량유속 조건에서 고온부 증발온도 -25°C 가 질량유속에 따라 0.427, 0.463, 0.512 kW로 다른 증발온도보다 작은 일이 소요되었다. 해석치 또한 고온부 증발온도 -25°C 인 조건이 다른 증발온도에서의 압축일보다 질량유속별(200, 250, 300 $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$)로 2.4~15.5%, 1.6~9.1%, 0.4~10.7%씩 적은 일이 소요됨으로써 측정치와 유사한 경향을 나타내었다.

압축기의 크기를 결정하는 인자인 단위 냉동능력당 체적유동률은 Fig. 5에 나타낸 바와 같이 고온부 증발온도가 -25°C 인 경우 질량유속에 따라 0.00144, 0.00117, 0.0012 m^3/kJ 로 다른 증발온도보다 5.5~20%, 5.9~18%, 7.4~19.2% 정도만큼 작았다. 해석치도 -25°C 인 조건에서 가장 작게 나타냈으나 측정치에 비해 23.6~37.6% 정도

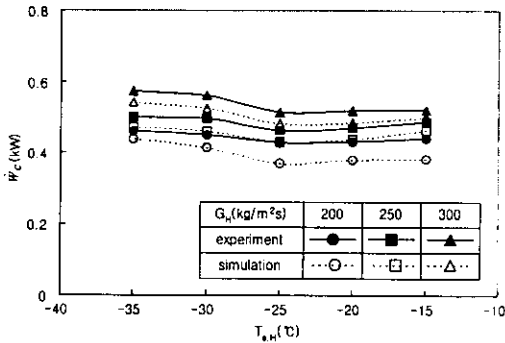


Fig. 4 Effect of the evaporating temperature of the HTC on the compression work.

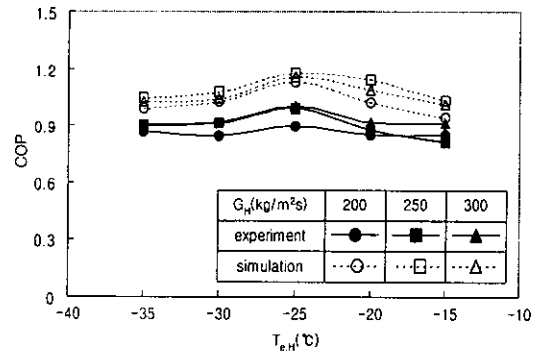


Fig. 6 Effect of the evaporating temperature of the HTC on the COP.

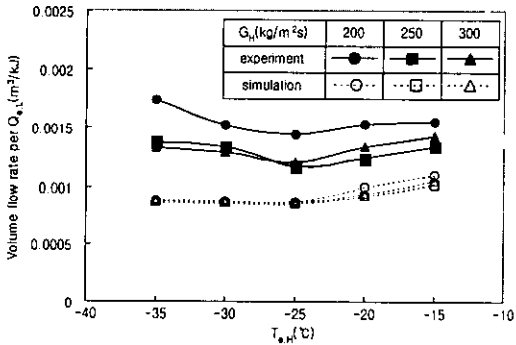


Fig. 5 Effect of the evaporating temperature of the HTC on the volume flow rate per unit refrigerating capacity.

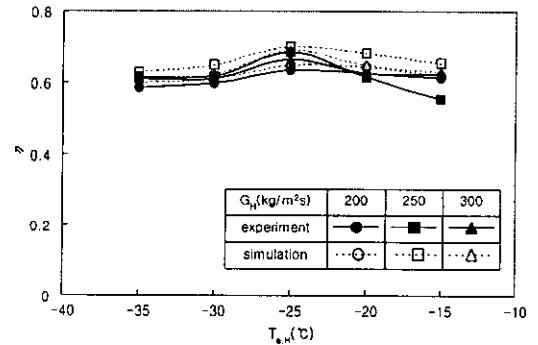


Fig. 7 Effect of the evaporating temperature of the HTC on the refrigerating efficiency.

작게 계산되었는데 이는 해석시 팽창과정을 등엔탈피 과정이라 가정하였고 증발기내 유체마찰로 인한 손실 등을 고려하지 않아 실제 냉동능력의 감소를 예측하지 못한 것으로 사료된다. 그러나 고온부 증발온도가 -25°C인 조건에서 가장 작은 압축기를 사용할 수 있음을 알 수 있었다.

Fig. 6에 나타낸 바와 같이 본 실험의 모든 질량유속의 조건에서 고온부 증발온도가 증가할 경우 성능계수는 고온부 증발온도가 -25°C인 조건이 가장 우수하게 나타내었다. 고온부 증발온도 -25°C인 조건의 질량유속별(200, 250, 300 kg/m²s) 성능계수는 측정치가 0.9, 0.99, 1 정도였고, 해석치가 1.128, 1.175, 1.155 정도로 다른 증발온도의 성능계수보다 크게 나타내었다. 해석치는 측정치에 비해 조건에 따라 14.2~23.6% 정도 크게 예측되었다. 이원냉동 시스템의 해석 및 측정된 성능계수와 carnot 사이클 성능계수의 비인 냉동효

율을 Fig. 7에 나타내었다. 냉동효율은 모든 질량유속의 조건에서 고온부 증발온도가 증가할 경우 -25°C인 조건이 측정치는 0.63~0.69, 해석치는 0.67~0.7 정도로 다른 증발온도에 비해 큰 값을 나타내었다. 따라서 고온부 증발온도의 변화에 따른 성능계수, 냉동효율, 압축일, 단위 냉동능력 당 체적유동률을 고려했을 때 고온부 증발온도 -25°C가 본 실험 및 해석조건에서 최적의 온도 조건이었다.

4.2 고온부 질량유속에 따른 이원냉동 시스템의 성능

고온부 증발온도가 증가할 경우, 이원냉동 시스템의 성능실험과 시뮬레이션을 통해 최고의 성능을 나타내었던 고온부 증발온도 -25°C인 조건에서 고온부 질량유속의 증가에 따른 압축일과

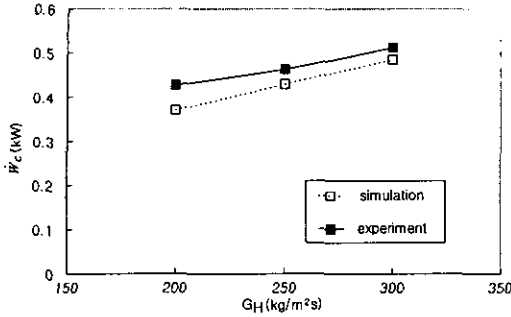


Fig. 8 Comparison of compression work between experimental and simulation results with respect to mass flux of the HTC.

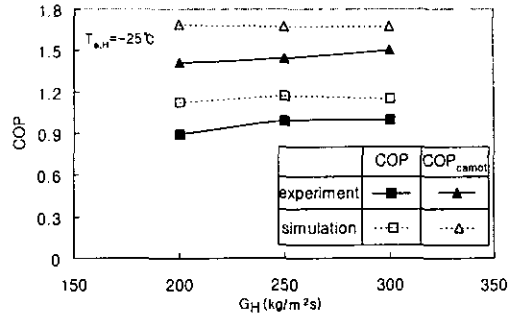


Fig. 10 Comparison of COP and carnot COP between experimental and simulation results with respect to mass flux of the HTC.

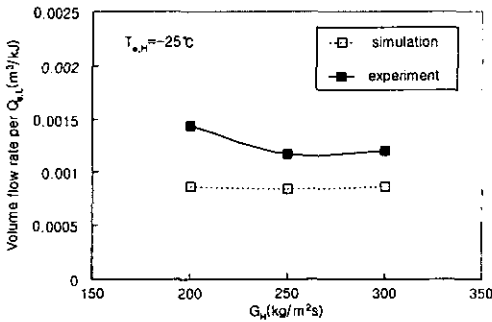


Fig. 9 Comparison of volume flow rate per unit refrigerating capacity between experimental and simulation results with respect to mass flux of the HTC.

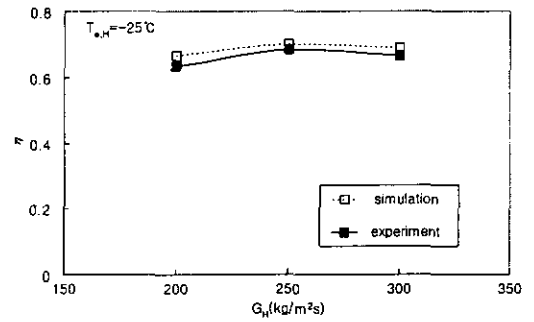


Fig. 11 Comparison of refrigerating efficiency between experimental and simulation results with respect to mass flux of the HTC.

단위 냉동능력당 체적유동률의 실험 및 해석결과를 Fig. 8과 Fig. 9에 나타내었다.

Fig. 8에 나타낸 바와 같이 고온부 질량유속이 증가할수록 압축일은 측정치가 0.427 kW에서 0.512 kW로 증가하였고, 해석치에 비해 6.1~15.5% 정도 큰 값을 나타내었다. 해석치가 측정치에 비해 작게 나타나는 것은 압축기 내 과열 및 흡입밸브 저항에 의한 손실, 기계적 마찰에 의한 손실, 유체저항에 의한 손실 및 열손실 등을 고려하지 않고 열역학적으로 단순화시켜 해석했기 때문인 것으로 사료된다. Fig. 9에 나타낸 단위 냉동능력당 체적유동률은 측정치가 해석치에 비해 28~39.9% 정도 크게 나타냈는데 이는 압축기 해석시 고려되지 않은 손실들이 포함되고 증발기 내의 압력강하 등으로 인한 이론적 냉동능력보다 실제 냉동능력의 감소에 기인한 것으로 판단된다.

Fig. 10에는 성능계수의 비교를 나타내었다. 고온부 질량유속이 증가할수록 해석치는 1.128, 1.175, 1.155 정도로 측정치에 비해 13.5~20.6% 정도 큰 값을 나타내었으며 이는 실제 냉동능력이 해석치보다 감소하였기 때문에 측정된 실제 성능계수가 해석치보다 작았던 것으로 판단된다. 이에 반해 냉동효율은 Fig. 11에 나타낸 바와 같이 고온부 질량유속이 증가하는 경우 해석치가 0.67, 0.7, 0.69 정도로 실험결과에 비해 2.3~5.1% 정도의 큰 값을 나타내었다. 해석치와 측정치의 냉동효율은 질량유속이 250 kg/m²s에서 모두 최대값을 나타내었는데 이것은 측정치의 경우 질량유속이 증가함에 따라 카르노 사이클의 성적계수는 증가하는 반면 실제 사이클의 성적계수는 질량유속 250 kg/m²s 이상에서는 거의 일정하기 때문으로 이는 질량유

속 증가에 따른 압축기의 효율이 감소하여 단위 냉동능력당 체적유동률이 질량유속 $300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 조건에서 약간 증가했기 때문에 사료된다. 냉동효율의 경우 측정치와 해석치의 차이가 성능계수의 측정치와 해석치의 차이보다 작았던 것은 실험조건에 대한 Carnot 사이클의 성능계수가 작았기 때문이다. 즉 온도만의 함수로 구해지는 Carnot 사이클의 경우 실제 성능실험시 응축기 및 증발기의 온도조건으로 계산한 Carnot 사이클 성능계수가 시뮬레이션을 통한 Carnot 사이클의 성능계수보다 작았음을 의미한다.

5. 결 론

본 연구에서는 R-22/R-23 냉매를 사용하여 고온부 증발온도와 질량유속이 이원냉동 시스템의 성능에 미치는 영향을 실험적으로 조사하였고 열역학적 해석결과와 비교하였다.

(1) 이원냉동 성능시험 장치의 고온부 증발온도가 증가할 경우 성능계수와 냉동효율은 증가 후 감소하였으나 압축일과 단위 냉동능력당 체적유동률은 반대의 경향을 나타내었다. 고온부 증발온도 -25°C 에서 성능계수와 냉동효율이 가장 컸고, 압축일과 단위 냉동능력당 체적유동률은 가장 작았다.

(2) 고온부 증발온도 -25°C 조건에서 고온부 질량유속 $250 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 가 다른 질량유속보다 성능계수는 10.4% 크거나 일정했고, 냉동효율은 3~8% 컸으며 단위 냉동능력당 체적유동률은 가장 작았다.

(3) 시뮬레이션 결과는 기본적인 열역학적 해석이라는 한계성으로 인해 측정치와 차이를 나타냈으나 측정치와 유사한 경향을 나타냈다.

후 기

본 연구는 중소기업 기술혁신개발사업 과제비와 일부 2000년도 BK21사업 핵심분야 사업비에 의하여 지원되었으며 이에 관계자들에게 감사드립니다.

참고문헌

1. Armarego, W. L. F. and Perrin, D. D., 1996, Purification of Laboratory Chemicals, 4th ed., Butterworth-Heinemann, Oxford, pp. 1-17.
2. ASHRAE, 1998, ASHRAE Handbook-Refrigeration, ASHRAE Inc., Atlanta, Chapter 39, pp. 39.1-39.11.
3. Stoecker, W. F., 1998, Industrial refrigeration handbook, McGraw-Hill, New York, pp. 669-687.
4. Fulkerson, F., 1988, Simplified Cascade System Servicing, Business News Publishing Company, Troy, Michigan.
5. Park, S. N. and Kim, M. S., 1999, Performance of autocascade refrigeration system using carbon dioxide and R134a, Korean Journal of Air-conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 11, No. 6, pp. 880-890.
6. Murthy, S. S. and Murthy, M. V. K., 1985, Experiments on a Cascaded R11-R12 Vapor Compression System for cogeneration of heat and cold, Heat Recovery Systems, Vol. 5, No. 6, pp. 511-526.
7. Gupta, V. K., 1985, Numerical Optimization of Multi-Stage Cascaded Refrigeration-Heat Pump System, Heat Recovery Systems, Vol. 5, No. 4, pp. 305-319.
8. UNCAP, 1992, Copenhagen, Decision, The Fourth Meeting of the Parties to the Montreal protocol.
9. McQuiston, F. C. and Parker, J. D., 1994, Heating, Ventilating, and Air Conditioning Analysis and Design, 4th ed., John Wiley & Sons Inc., New York, pp. 423-438.
10. Stewart, R. B., Jacobsen, R. T. and Penoncello, S. G., 1986, Thermodynamic properties of refrigerants, ASHRAE, Inc., Chapter 2, pp. 8-38.