

저온측과 고온측 냉매간 열교환이 열펌프의 성능특성에 미치는 영향

Effect of the Heat Exchange between Low and High Temperature Refrigerant on the Heat Pump Performance

이건중**

K.J. Rhee

송현갑*

정희원

H.K. Song

ABSTRACT

The ambient air is commonly used as low-temperature heat sources for heat pump operation. However, the coefficient of performance(COP) of the air-water heat pump is decreased with the ambient air temperature drop.

In this study to solve this problem, the AVACTHE(Automatic Variable Area Capillary Type Heat Exchanger) with 3 levels of heat exchange area(0, 1495.4, 1794.5 cm²) was installed in the refrigerant circuit of the heat pump. The AVACTHE effect on the performance of heat pump was tested with the ambient air temperature variation.

The high level COP of the heat pump could be achieved by the AVACTHE installation when below -5°C of the ambient air temperature.

1. 서론

열펌프는 화석에너지를 사용하지 않는 시스템으로 저온열원(물, 흙, 공기 등)으로부터 열을 흡수하여 고온의 열을 방출하는 장치로서, 폐열을 유용한 열에너지의 형태로 변환시키는데 이용될 수 있다¹⁾. 열펌프는 흙, 물 그리고 공기 등 열원에 따라 분류되며³⁾, 이 열원중 흙과 물은 열전달 특성이 공기보다 좋고, 또한 추운 겨울에도 공기의 온도보다 높기 때문에 더 높은 성능으로 시스템을 운전할 수 있으나, 별도의 시설이 필요한 것이

결점이다. 공기를 열원으로 할 경우에는 별도의 시설이 없이 자유로이 이용할 수 있으나, 겨울철 최저 기온이 -10°C이하로 내려가기 때문에 -10°C이하에서도 높은 성능을 낼 수 있도록 하기 위해서는 열펌프시스템을 새롭게 구성해야 한다. 이와 같은 필요성에 부응하여 본 연구에서는 AVACTHE라는 요소를 증발기와 응축기 출구 사이에 장착하여 -10°C이하의 열원에서도 열펌프를 사용가능하도록 하였으며, 그 성능을 실험, 분석하여 정리하였다.

† 본 연구는 1994년도 한국과학재단 연구비지원으로 수행되었음.

* 충북대학교 농과대학 농업기계공학과

** 충북대학교 대학원 농업기계공학과

2. 이론 분석

공간 난방을 위한 열펌프의 용량과 성능계수의 향상을 위한 열펌프의 주요 구성요소 설계에 대한 이론식을 정리하면 다음과 같다.

가. 압축기의 규모 결정

난방 목적 열펌프 시스템의 압축기 규모는 다음과 같이 결정할 수 있다.

$$W_R = (h_2 - h_1) \cdot \frac{\pi D^2}{4 V_1} L z n \cdot \frac{\eta_v}{\eta_i \cdot \eta_m} \quad \text{-----(1)}$$

나. 응축기 및 증발기의 크기 결정

열펌프 시스템에서 응축기는 시스템 내부의 열을 밖으로 방출하고, 증발기는 외부로부터 열을 흡수하는 열교환기이다. 공기-물 (Air to Water) 열펌프의 경우 증발기에서는 공기-냉매가 열교환을 하며, 응축기에서는 물-냉매가 열교환을 한다. 응축기 열전달면적 및 증발기의 열전달면적, A 는 (2)식과 같이 표현된다.

$$\dot{Q} = A \cdot U \cdot \Delta T_{LM} \quad \text{-----(2)}$$

(2)식에서 우측 각 항은 다음과 같다.

$$\left. \begin{aligned} A_{Ev} &= \frac{\dot{Q}_{Ev}}{U \cdot \Delta T_{LM}} \\ A_{Co} &= \frac{\dot{Q}_{Co}}{U \cdot \Delta T_{LM}} \end{aligned} \right\}$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)}$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha} + \frac{D_o}{2\lambda_t} \ln \frac{D_o}{D_i} + \frac{1}{\alpha_m} \frac{D_o}{D_i}$$

증발기의 경우 :

$$\Delta T_1 = (T_{a.in} - T_{r.out}), \quad \Delta T_2 = (T_{a.out} - T_{r.in}) \quad \text{-----(3)}$$

응축기의 경우 :

$$\Delta T_1 = (T_{r.in} - T_{w.out}), \quad \Delta T_2 = (T_{r.out} - T_{w.in}) \quad \text{-----(4)}$$

(2)식을 A에 대하여 정리하고 $1/U$ 에 관한 수식을 대입하므로써 응축기 및 증발기의 전열면적, A 는 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$A = \frac{\dot{Q}}{\Delta T_{LM}} \cdot \left(\frac{1}{\alpha} + \frac{D_o}{2\lambda_t} \ln \frac{D_o}{D_i} + \frac{1}{\alpha_m} \cdot \frac{D_o}{D_i} \right) \quad \text{-----(5)}$$

다. AVACTHE의 전열면적 결정

응축기에서 응축되어 튜브로 유입되는 냉매의 상태를 85%의 액체와 15%의 기체로 가정하고 증발기에서 나와 셀로 유입되는 냉매의 상태를 15%의 액체와 85%의 기체인 2상 혼합냉매라 가정한다. 이와 같은 가정에서 AVACTHE 전열면적은 (6)식에 의하여 결정된다.

$$A_{AVA} = \frac{G_{ash} (0.85\rho_L + 0.15\rho_g)}{U \cdot N \cdot \Delta T_{LM}} \times (0.15C_{PL} + 0.85C_{Pg}) \times (T_{s.out} - T_{s.in}) \quad \text{-(6)}$$

여기서, 전열전달계수, U 와 대수평균온도, ΔT_{LM} 은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{1}{U} &= R_A + R_B \cdot \left(\frac{D_i}{D_o} \right) \\ &+ \frac{D_i}{2Kw} \cdot \ln \left(\frac{D_i}{D_o} \right) + \frac{1}{\alpha_A} + \frac{1}{\alpha_B} \cdot \left(\frac{D_i}{D_o} \right) \\ \Delta T_{LM} &= \frac{(T_{t.in} - T_{s.out}) - (T_{t.out} - T_{s.in})}{\ln \left[\frac{(T_{t.in} - T_{s.out})}{(T_{t.out} - T_{s.in})} \right]} \end{aligned}$$

- α_A : convective film heat transfer coefficient (CHTC) on the outside of tube(W/m²K)
 α_B : convective film heat transfer coefficient (CHTC) on the inside of tube (W/m²K)
 $\bar{\alpha}_m$: average CHTC of refrigerant in the condenser or evaporator (W/m²K)
 η_i : compression efficiency
 η_m : mechanical efficiency of compressor
 η_v : volume efficiency
 λ_t : thermal conductivity of tube wall(W/m K)
 ρ_g : density of refrigerant in gas phase(kg/m³)
 ρ_L : density of refrigerant in liquid phase(kg/m³)
 A : the total surface area of condenser or evaporator tube without fins (m²)
 A_o : cross section area of tube outside (m²)
 A_{ev} : the total surface area of evaporator tube without fins (m²)
 A_{co} : the total surface area of condenser tube without fins (m²)
 A_{AVA} : heat exchange area of AVACTHE (m²)
 c_{P_g} : specific heat of refrigerant in gas phase (kcal/kg °K)
 c_{P_L} : specific heat of refrigerant in liquid phase (kcal/kg °K)
 D : piston diameter of compressor (mm)
 D_i : inside diameter of capillary tube (mm)
 D_o : outside diameter of capillary tube (mm)
 $\dot{G}_{O,sh}$: volume flow rate of refrigerant in the shell (m³/sec)
 $\dot{G}_{O,tu}$: volume flow rate of refrigerant in the tube (m³/sec)
 h_1 : enthalpy of refrigerant in the initial state of compression process (kcal/kg)
 h_2 : enthalpy of refrigerant at the end of compression process (kcal/kg)
 kW : thermal conductivity of the capillary tube wall (W/m²K)
 L : piston stroke (mm)
 n : revolution velocity (N/s)
- N : number of capillary tube
 \dot{Q} : radiated heat from condenser or evaporator (kcal/hr)
 \dot{Q}_{Co} : radiated heat from condenser(kcal/hr)
 \dot{Q}_{Ev} : radiated heat from evaporator(kcal/hr)
 R_A : thermal resistance of the fouling layer on the outside of the tube
 R_B : thermal resistance of the fouling layer on the inside of the tube
 ΔT_{LM} : logarithm mean temperature difference (K)
 $T_{a,in}$: air temperature at evaporator inlet (K)
 $T_{a,out}$: air temperature at evaporator outlet (K)
 $\Delta T_1, \Delta T_2$: temperature difference between the heat transfer fluid temp. and refrigerant temp. (K)
 $T_{r,in}$: refrigerant temperature at condenser or evaporator inlet (K)
 $T_{r,out}$: refrigerant temperature at condenser or evaporator outlet (K)
 $T_{s,in}$: refrigerant temperature at shell inlet(K)
 $T_{s,out}$: refrigerant temperature at shell outlet(K)
 $T_{t,in}$: refrigerant temperature at tube inlet(K)
 $T_{t,out}$: refrigerant temperature at tube outlet(K)
 $T_{w,in}$: water temperature at condenser inlet(K)
 $T_{w,out}$: water temperature at condenser outlet(K)
 U : overall heat transfer coefficient of condenser or Evaporator (W/m²K)
 V_1 : specific volume of refrigerant (m³/kg)
 W_R : the real power requirement of heat pump compressor in the heating mode (kW)
 z : number of piston

4. 실험 장치 및 방법

본 연구에 사용된 공기-물 열펌프의 회로와 실험장치는 그림 1과 같다. 본 연구에 사용된 시스템은 외기온의 강하에 따라 일반적으로 나타나는 성능계수의 저하를 막기 위해 증발기출구와 응축기출구 사이에 고·저온냉매간 열교환기를 3단계로 설치하여 저온측과

고온측 냉매간에 열교환이 이루어지도록 하였다.

측정장치는 열펌프 주요 구성요소의 입·출구 온도 및 물 온도, 그리고 외기온도를 측정하기 위하여 15개의 T 형 서머커플을 부착하여 hybrid recorder를 통하여 컴퓨터에 1분 간격으로 기록되게 하였다. 또 물의 유량조절을 위해 유량계와 냉매의 상변화 상태의 관찰을 위해 사이트글라스(sight glass)를 설치하였으며, 압력계를 설치하여 정압과 운전압력을 측정하였다.

Table 1. Detail of the tested heat pump system.

Items System	Size	Mode	Working Fluid
Heat pump	3PS	Heating : Air to Water	R22

그림 1과 같은 실험장치에서 주요 구성요소(압축기, 응축기, 팽창 밸브, 증발기)의 입·출구에 온도계를 설치하여 각 부위의 온도를

측정하였다. 또한 물의 유량, 냉매의 압력(방출·흡입압력, 평형압력)과 압축기의 소모전력을 외기온도의 변화에 따라 측정하였으며, 냉매(R22)의 적정 주입량을 규명하는 실험을 동시에 수행하였다. 표 1은 본 연구에서 사용한 열펌프의 크기와 형태를 나타내고 있으며, 표 2는 열펌프의 성능분석을 위한 변수와 측정항목을 나타내고 있다.

5. 결과 및 고찰

가. 냉매(R22) 주입량이 히트펌프 성능에 미치는 영향

열펌프 시스템의 냉매주입가능 열펌프 회로의 체적당 R22냉매 주입량에 따른 성능계수의 변화를 그림 2에 나타내었다. 이 그림에서 보는바와 같이, 응축기로 흡입되는 물의 유량 150l/h, 200l/h와 300l/h에서, 성능계수는 R22 주입량이 170kg/m³부터 350kg/m³까지 변화함에 따라 비례적으로 증가하다가, R22의 주입량 350kg/m³를 정점으로 성능계수는 감소하기 시작하였다.

그리고 응축기에 흡입되는 물의 유량이 변

Table 2. The experimental variables and measuring items.

Measuring Items	Classification & Treatment	Air to Water Heat Pump (open loop)
· Ambient temperature (°C)		-12~16
· Condenser inlet temperature of heat transfer fluid (°C)		8~17
· Condenser outlet temperature of heat transfer fluid (°C)		30~85
· Water flow rate in the heat pump circuit (l/h)		100~300
· Refrigerant charging rate		240~400
· Suction pressure in the heat pump circuit (kg/m ³)		1.5~5.0
· Discharge pressure in the heat pump circuit (kg/m ³)		10.0~26.0
· Electric power consumption (W)		1800~3400
· Variation of heat transfer area of AVACTHE (cm ²)		0 (bypass)
		1495.4
		1794.5
· Data acquisition interval (min)		1

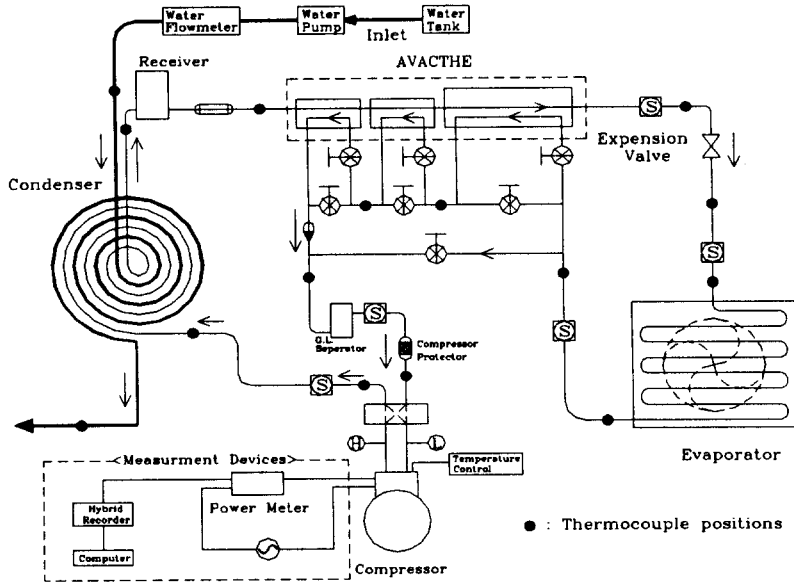


Fig. 1. Heat pump circuit and experimental apparatus.

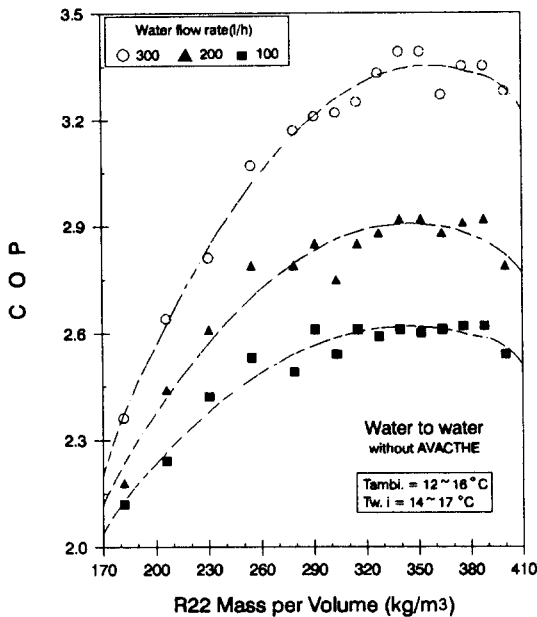


Fig. 2. Relationship between R₂₂ charging mass per heat pump circuit volume and COP depending on the water flow rate in condenser.

하여도 성능계수의 최대치는 R₂₂의 주입량 350kg/m³에서 나타났다. 냉매 주입량이 이보다 적으면 팽창온도가 낮아져 외기로부터의 흡수열량이 감소되고, 주입량이 이보다 많으면 압축기의 과열과 팽창밸브에서의 팽창작용이 저하되어 성능계수는 감소되는 것으로 판단되었다.

나. 외기온에 따른 AVACTHE의 전열면적이 성능계수에 미치는 영향

AVACTHE의 전열면적 변화와 외기온 변화가 COP에 주는 영향을 그림 3에 나타내었다. 외기온이 -5°C이하에서는 열펌프에 AVACTHE를 설치한 경우에 성능계수가 AVACTHE를 설치하지 않은 bypass의 경우보다 더 높게 나타났다.

그러나 -5°C이상의 외기온에서는 AVACTHE에서 보다 bypass의 경우에 성능계수가 더 높게 나타났다. 이와 같은 결과로 보아 열펌프 회로에 AVACTHE를 설치하므로

서 외기온이 -5°C 이하에서 열펌프시스템의 성능이 향상되고 있음을 알 수 있다. 그림 3에서 외기온도 4°C 이상에서 성능계수가 더 낮게 나타난 것은 외기온도의 상승과 함께 물의 입구 온도가 상승하였기 때문이었다.

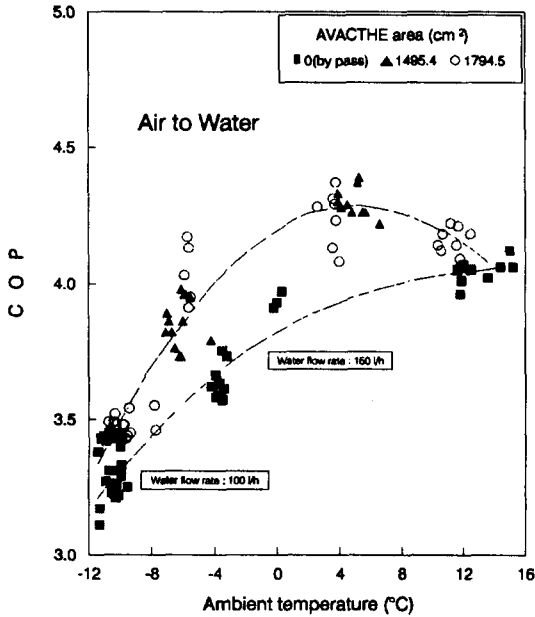


Fig. 3. The AVACTHE effect on the COP as a function of the ambient temperature.

다. 열펌프에서 열매체(물)와 냉매의 온도 특성에 의한 성능계수 분석

(1) 응축기 평균온도와 증발기 평균온도 차에 의한 성능계수 분석

그림 4는 열매체(물)의 평균온도와 증발기 내에서의 R_{22} 평균온도와의 차 ($T_w - T_{ev}$)에 따른 성능계수변화를 분석한 결과이다. 이 그림에서 보는 바와 같이 AVACTHE 전열면적이 0, 1495.4, 1794.5 cm^2 의 모든 경우 평균온도차($T_w - T_{ev}$)가 증가할수록 열펌프의 성능계수는 감소하였다. 또한 평균온도차

($T_w - T_{ev}$)가 $30 \sim 43^{\circ}\text{C}$ 범위에서는 AVACTHE 전열면적이 클수록 COP가 높게 나타났으나, 평균온도차($T_w - T_{ev}$)가 55°C 보다 높은 경우에는 AVACTHE 전열면적 변화가 COP에 영향을 주지 못하는 것으로 나타났다.

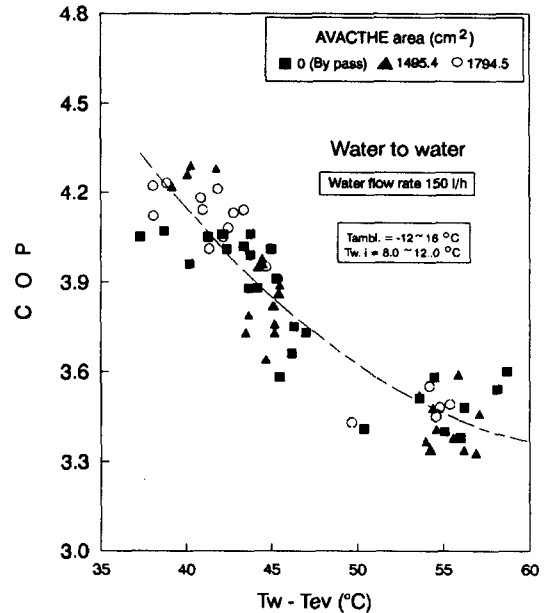


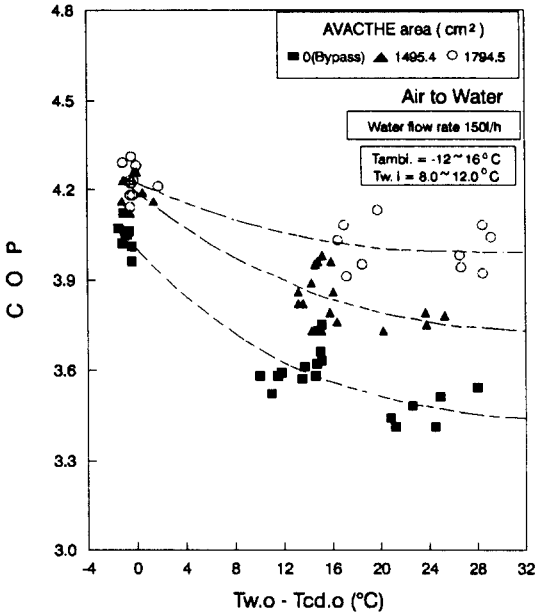
Fig 4. The AVACTHE effect on the COP as a function of temperature difference between the average water temperature in condenser and average R_{22} temperature in evaporator.

(2) 열매체(물)와 응축기출구 온도차에 의한 성능계수 분석

그림 5는 열매체(물)와 응축기 출구와의 온도차($T_{w,o} - T_{cd,o}$)에 대한 COP변화를 나타낸 것이다. 이 그림에서 보는바와 같이 열매체(물)와 냉매의 응축기출구 온도차가 증가할수록 COP는 감소하였다.

COP는 AVACTHE의 전열면적이 1794.5 cm^2 일 때 가장 높았으며, 전열면적 0(bypass),

1495.4cm²과 1794.5 cm²간의 성능계수의 차이는 열매체와 냉매의 응축기 출구온도와 차가 증가할수록 더 크게 나타났다.



Tcd.o = R₂₂ outlet temperature of condenser

Tw.o = water outlet temperature of condenser

Fig. 5. The AVACTHE effect on the COP as a function of temperature difference between the average water temperature and average R₂₂ temperature in condenser.

5. 요약 및 결론

공기-물 열펌프시스템의 성능계수는 외기 온도, 냉매의 주입량 그리고 물의 입구온도에 의하여 영향을 받는다. 공기-물 열펌프 시스템의 단점인 외기온도 -5°C 이하에서의 성능저하를 해결하기 위해, 고·저온 냉매간 열교환기(AVACTHE)를 증발기 출구와 응축기 출구 사이에 설치하였다.

그리고 AVACTHE의 전열면적을 0, 1495.4, 1794.5 cm²의 3 단계로 변화시켰으며, 이때 열

펌프 주요 구성요소의 입·출구온도를 측정하고 열펌프의 열적특성과 성능계수를 분석하여 다음과 같은 결과를 얻을 수 있었다.

1. 본 실험에 사용된 열펌프(3PS)의 최적 냉매 주입량은 열펌프회로내의 냉매주입가능체적을 기준으로 350 kg/m³이었다.
2. 열매체(물) 출구와 응축기출구의 온도차 (Tw.o-Tcd.o)가 적을수록 성능계수는 높았으며, 3마력의 열펌프의 경우 AVACTHE의 전열면적 1.795.4 cm²에서 가장 높은 성능계수를 얻을 수 있었다.
3. AVACTHE를 열펌프 회로내에 설치하므로써 외기온 -5°C 이하에서도 열펌프 시스템의 작동이 원활하게 되었으며, 동시에 성능 계수가 4.2 수준까지 높게 향상되었다.

6. 참고문헌

1. 김민수, 1991. "혼합냉매의 열역학적 물성치 및 열펌프에의 응용", 박사학위 논문, 서울대학교 대학원.
2. 송현갑, 유영선, 박종길, 1996, "자연 에너지를 이용한 온실 난방 시스템 개발", 1996년 학술발표대회 논문집, 한국농업기계학회.
3. Aceves-Saborio, S.M. and G.M. Reistad, 1991. "Evaporator Analysis for Application to Water-Source and Ice-Maker Heat Pumps", *ASHRAE Trans.*, Vol. 97, Part 2.
4. Kavanaugh, S.P., 1991. "Design of Water-to-Air Heat Pumps with High Cooling Efficiency for Ground-Coupled Applications", *ASHRAE Symposium*.

5. Kavanaugh, S.P., J.G. Woodhouse, and J.R. Carter, 1991. "Test Results of Water-to-Air Heat Pumps with High Cooling Efficiency for Ground-Coupled Applications", *ASHRAE Symposium*.
6. Wilson, D.P. and R.S., Basu, 1988. "Thermodynamic Properties of a New Stratospherically Safe Working Fluid-Refrigerant 134a", *ASHRAE Trans.*, Vol 94.