

R134a 냉매용 초임계 히트펌프의 성능 특성

Performance Characteristics of R134a Supercritical Heat Pump

최인수**
In-Soo Choi**

(접수일 : 2014년 07월 04일, 수정일 : 2014년 07월 15일, 채택확정 : 2014년 07월 15일)

Abstract: In this paper, cycle performance analysis for heating capacity, compression work and COP of R134a supercritical heat pump is presented to offer the basic design data for the operating parameters of the system. The operating parameters considered in this study include superheating degree, pressure and outlet temperature of gas cooler, compressor efficiency and evaporating temperature in the R134a supercritical heat pump system. The main results were summarized as follows : Superheating degree, pressure and outlet temperature of gas cooler, compressor efficiency and evaporating temperature of R134a heat pump system have an effect on the heating capacity, compression work and COP of this system. With a thorough grasp of these effect, it is necessary to design the supercritical heat pump using R134a. The prediction for COP of R134a supercritical heat pump have been proposed through multiple regression analysis.

Key Words : R134a, Supercritical Heat Pump System, Hot Water, Performance Analysis, Gas Cooler

1. 서 론

증기압축식 히트펌프는 증발기로부터 저온의 열원(대기, 폐열 등)에서 열을 흡수하고, 응축기에서 고온 열원(대기, 냉각수 등)으로 열을 방출하는 열전달 장치이다. 이와 같은 히트펌프는 열원 공급측 및 사용측 열매체의 종류에 따라서 공기-공기(Air-to-air), 공기-물(Air-to-water), 물-공기(Water-to-air), 물-물(Water-to-water) 시스템으로 구분할 수 있으며, 이 중 사용측의 열매체로 물을 사용하면 60℃ 정도의 온수를 생산하는 시스템으로 구성할 수 있다.¹⁾ 하지만, 증기압축식 히트펌프로 90℃ 정도의 고온수를 생산하는 위해서는

응축기에서의 방열과정이 임계점 이상에서 이루어지는 초임계 히트펌프 사이클로 구성되어야 한다.(Fig. 1 참조) 즉, 저온열원에서의 증발과정은 임계점 이하(아임계 저압)에서 일어나고, 고온열원에서 냉각과정은 임계점 이상(초임계 고압)에서 일어난다.²⁾

이러한 초임계 히트펌프 시스템은 최근 들어 활발히 연구되고 있는 이산화탄소를 작동유체로 사용하는 것이 대부분이다. 그 이유는 이산화탄소의 임계점이 31.1℃로 대단히 낮기 때문에, 여름철 외기 온도가 35℃ 이상이면 이산화탄소의 응축과정은 임계점 이상에서 일어난다. 이러한 이산화탄소용 초임계 히트펌프는 90℃의 고온수를 얻기 위해

** 최인수(교신저자) : 동명대학교
E-mail : ischoi@tu.ac.kr, Tel : 051-629-3570

** In-Soo Choi(corresponding author) : Tongmyong University.
E-mail : ischoi@tu.ac.kr, Tel : 051-629-3570

서는 초임계(응축) 압력이 10~12 MPa로 대단히 높아져야 한다. 이를 경우, 방열기(응축기) 뿐만 아니라 배관 및 밸브도 고압에 견딜 수 있는 재질로 구성해야 한다. 하지만, 프레온 냉(R134a 등)로 90℃ 정도의 고온수를 생산하는 초임계 히트펌프를 구성할 경우, 방열(응축) 압력이 5 MPa 이하로 이산화탄소에 비해서 1/2 정도 낮기 때문에, 프레온 냉매용 초임계 히트펌프는 이산화탄소용 히트펌프에 비해 효율(성능계수, COP)이 높다.³⁾

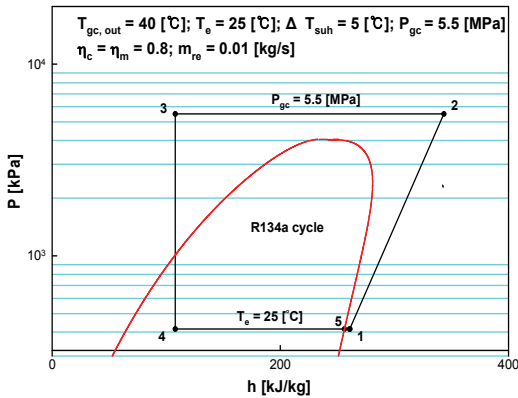


Fig. 1 Pressure-enthalpy of R134a supercritical heat pump

이와 같이 R134a를 이용한 초임계 히트펌프 시스템은 기존의 이산화탄소 냉매를 사용하는 시스템과는 다소 차이가 있으므로 그 성능을 파악하는 것이 무엇보다 중요하다.

따라서, 본 연구에서는 90℃ 이상의 고온수를 생산하기 위한 것으로, R134a를 냉매로 사용하여 초임계 히트펌프 사이클의 성능에 미치는 가스냉각기 압력, 증발온도, 과열도, 압축효율, 가스냉각기 출구온도 등의 인자에 대해서 이론적으로 파악 및 분석하고, 이를 통해 R134a를 적용한 초임계 히트펌프 시스템의 최적 설계를 위한 기초자료를 제공하고자 한다.

2. 성능분석

본 논문에서 사용되는 R134a 냉매의 열역학적

물성치와 성능 분석은 EES(Engineering Equation Solver)⁴⁾ 소프트웨어를 이용하여 계산하였다. R134a 냉매를 적용한 초임계 히트펌프 시스템의 성능 분석을 위해 다음과 같이 가정하였다.

Table 1 Balance equations for each component of R134a supercritical heat pump

Component	Energy	Mass
Evaporator(4→1)	$Q_e = m(h_1 - h_2)$	$m = m_1$
Compressor(1→2)	$W = m(h_2 - h_1)/\eta_c\eta_m$	$= m_2$
Condenser(2→3)	$Q_{gc} = m(h_2 - h_3)$	$= m_3$
Expansion valve(3→4)	$h_3 = h_4$	$= m_4$

- 압축기내 냉매는 단열압축과정이고, 압축효율과 기계효율은 모두 0.8이다.
- 열교환기(증발기, 응축기)내의 냉매 압력강하와 열손실은 무시한다.
- 히트펌프 시스템내 배관의 압력강하와 열손실은 무시한다.
- 팽창밸브내 냉매는 단열팽창인 등엔탈피과정이다.
- 운동에너지와 위치에너지의 변화는 없는 것으로 가정한다.

Fig. 2는 본 연구에서 적용하는 시스템의 상제도를 나타낸 것이고, 이의 분석에 필요한 식들은 Table 1에 정리하였다. 초임계 히트펌프 시스템의 성적계수(COP_{hp})는 아래의 식(1)으로 계산한다.

$$COP_{hp} = \frac{Q_e}{W} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} \quad (1)$$

R134a용 초임계 히트펌프 사이클의 각 상태점에서의 열물성치(엔탈피, 엔트로피, 압력, 온도 등) 계산은 Table 2에 나타내었고, 표 3에는 본 연구에서 사용되는 초임계 히트펌프 시스템의 성능 분석 범위를 나타내었다. Table 3에서 성능 분석 범위는 R134a용 냉동사이클의 운전조건이다. Table 1의 분석조건으로부터 Table 2~3의 수식과 열물성치값을 계산하고 이렇게 나온 결과값을 이

Table 2 Thermodynamic equations for each state point of R134a supercritical heat pump using EES

Evaporator outlet	Compressor outlet	Gas cooler outlet	Expansion valve outlet
$P_1 = f(R134a, T = T_e, x = 1)$	$P_2 = f(R134a, T = T_{cas,c}, x = 1)$	$P_3 = P_2$	$P_4 = P_1$
$T_1 = T_e + \Delta T_{suh}$	$T_2 = f(R134a, P = P_2, h = h_2)$	$T_3 = f(R134a, P = P_3, h = h_3)$	$T_4 = T_e$
$h_1 = f(R134a, T = T_1, P = P_1)$	$h_{2*} = f(R134a, P = P_2, s = s_1)$ $h_2 = (h_{2*} - h_1) / \eta_m + h_1$	$h_3 = f(R134a, P = P_3, T = T_3)$	$h_4 = h_3$
$s_1 = f(R134a, T = T_1, P = P_1)$	$s_2 = f(R134a, P = P_2, h = h_2)$	$s_3 = f(R134a, P = P_3, T = T_3)$	$s_4 = f(R134a, P = P_4, h = h_4)$

Table 3 Performance analysis ranges of R134a supercritical heat pump

Refrigerant	R134a
P_{gc} , [MPa]	4.5, 5.0, 5.5*, 6.0, 6.5
$T_{gc,out}$, [°C]	20, 30, 40*, 50, 60
T_e , [°C]	0, 10, 20*, 30, 40
ΔT_{suh} , [°C]	0, 5, 10*, 15, 20
η_c , [/]	0.5, 0.6, 0.7*, 0.8, 0.9, 1.0
η_m , [/]	0.8
m_{re} , [kg/s]	0.01

용하여 R134a용 초임계 히트펌프 사이클의 냉동 능력, 압축일량, 성적계수 등에 영향을 미치는 가스냉각기 압력, 증발온도, 과열도, 가스냉각기 출구 냉매온도, 압축효율 등의 인자들에 대해서 살펴보고자 하였다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 초임계 히트펌프의 성능 특성

3.1.1 가스냉각기 압력의 영향

Fig. 3은 증발온도($T_e=10^\circ\text{C}$), 가스냉각기 출구온도($T_{gc,out}=40^\circ\text{C}$), 냉매유량($m_{re}=0.01$ kg/s), 기계효율($\eta_m=0.8$), 압축효율($\eta_c=0.8$)인 조건에서 가스냉각기 압력(P_{gc}) 변화에 따른 R134a용 초임계 히트펌프 사이클의 가스냉각기 방열량(Q_c), 압축기 일량(W), 성능계수(COP_{hp}), 가스냉각기 입구 냉매온도($T_{gc,in}$)를 나타낸 것이다.

Fig. 3에서 알 수 있는 것처럼, 가스냉각기 압력이 증가할수록 가스냉각기 방열량(Q_c)은 몇 4.4%

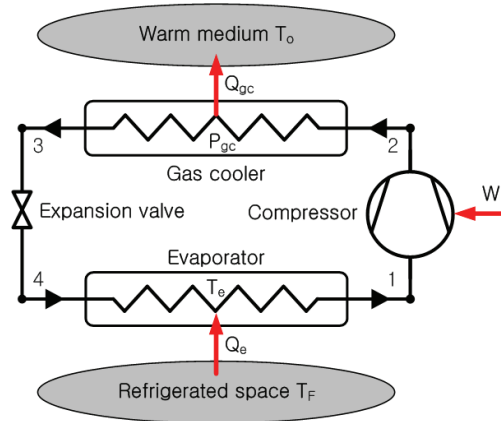


Fig. 2 Schematic diagram of R134a supercritical heat pump

정도 증가하였다. 이는 P_{gc} 가 증가할수록 가스냉각기 입구 엔탈피(h_2)가 증가하여 가스냉각기 입출구 엔탈피차가 증가하기 때문이다. 그리고, P_{gc} 가 증가할수록 압축기 일량(W)은 몇 13.3% 정도 증가하였다. 이는 가스냉각기 방열량과 마찬가지로, P_{gc} 가 증가할수록 압축기 출구 엔탈피(h_2)가 증가하여 압축기 입출구 엔탈피차가 증가하기 때문이다. 따라서, 위의 결과로부터 초임계 R134a용 히트펌프의 성능계수(COP)는 약 몇 7.8% 감소하였다. 이는 식(1)로부터 가스냉각기 방열량 증가율보다 압축기 일량 증가율이 더 크기 때문이다. 또한, P_{gc} 가 증가할수록 가스냉각기 입구 냉매온도는 157°C 에서 180°C 까지 약 몇 16% 정도 증가하였다. 이는 P_{gc} 가 증가할수록 압축기 토출가스(T_2)가 증가하기 때문이다. 그림 3으로부터, 가스냉각기 입구 냉매온도가 150°C 이상이므로, 90°C 의 고온수 제조는 충분히 가능하리라 판단된다.

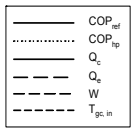
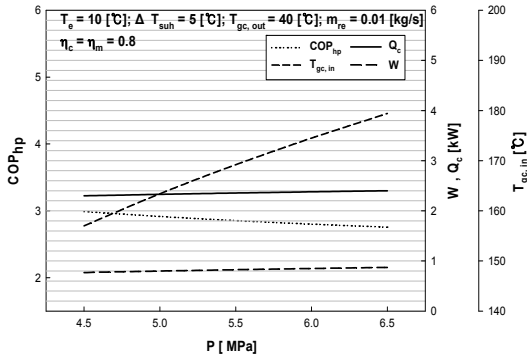


Fig. 3 Performance characteristics of R134a supercritical heat pump with respect to variation of cooling pressure in the gas cooler

3.1.2 증발온도의 영향

Fig. 4는 가스냉각기 출구온도($T_{gc,out}=40^\circ\text{C}$), 과열도($\Delta T_{suh}=5^\circ\text{C}$), 가스냉각기 압력($P_{gc}=5.5$ MPa), 냉매유량($m_{re}=0.01$ kg/s), 기계효율($\eta_m=0.8$), 압축 효율($\eta_c=0.8$)인 조건에서 증발온도(T_e) 변화에 따른 R134a용 초임계 히트펌프 사이클의 가스냉각기 방열량(Q_c), 압축기 일량(W), 성능계수(COP_{hp}), 가스냉각기 입구 냉매온도($T_{gc,in}$)를 나타낸 것이다.

Fig. 4에 나타난 것처럼, T_e 가 증가할수록 Q_c 는 약 8.9% 감소하였다. 이는 T_e 가 증가할수록 가스냉각기 입구 엔탈피(h_2)가 감소하여 가스냉각기 입출구 엔탈피가 감소하기 때문이다. 또한, T_e 가 증가할수록 W 가 약 45.8% 정도 감소하였다. 이는 T_e 가 증가할수록 압축기 입구 엔탈피(h_1)가 증가하여 압축기 입출구 엔탈피차가 감소하기 때문이다.

위의 결과로부터, T_e 가 증가할수록 COP_{hp} 는 식 (1)로부터 Q_c 감소율이 W 감소율보다 작기 때문에 증가하였다. 그리고, T_e 가 증가할수록 $T_{gc,in}$ 는 약 8.2%정도 감소하였다. 이는 T_e 가 증가할수록 압축기 출구온도(T_2)가 감소하기 때문이다.

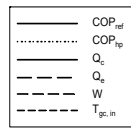
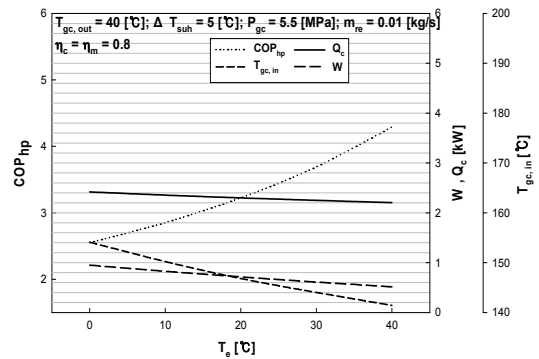


Fig. 4 Performance characteristics of R134a supercritical heat pump with respect to variation of evaporation temperature

3.1.3 과열도의 영향

Fig. 5는 가스냉각기 출구온도($T_{gc,out}=40^\circ\text{C}$), 증발온도($T_e=10^\circ\text{C}$), 가스냉각기 압력($P_{gc}=5.5$ MPa), 냉매유량($m_{re}=0.01$ kg/s), 기계효율($\eta_m=0.8$), 압축 효율($\eta_c=0.8$)인 조건에서 과열도(ΔT_{suh}) 변화에 따른 R134a용 초임계 히트펌프 사이클의 가스냉각기 방열량(Q_c), 압축기 일량(W), 성능계수(COP_{hp}), 가스냉각기 입구 냉매온도($T_{gc,in}$)를 나타낸 것이다.

Fig. 5에서 알 수 있듯이, ΔT_{suh} 가 증가할수록 Q_c 는 약 13.2%정도 증가하였다. 이는 ΔT_{suh} 가 증가할수록 가스냉각기 입구엔탈피(h_2)가 증가하여 가스냉각기 입출구 엔탈피가 증가하기 때문이다. 또한, ΔT_{suh} 가 증가할수록 W 는 약 14.6% 정도 증가하였다. 이는 P-h 선도상에서 ΔT_{suh} 가 증가할수록 압축기 입구엔탈피(h_1) 증가율보다 출구엔탈피(h_2)의 증가율이 커기 때문이다.

위의 결과로부터, ΔT_{suh} 가 증가할수록 COP_{hp} 는 식 (1)로부터 Q_c 증가율 보다 W 증가율이 커기 때문에 약 1.2% 정도 감소하였다. 그리고, ΔT_{suh} 가 증가할수록 $T_{gc,in}$ 는 약 13.1%정도 증가하였다. 이는 ΔT_{suh} 가 증가할수록 압축기 출구온도(T_2)가 증가하기 때문이다.

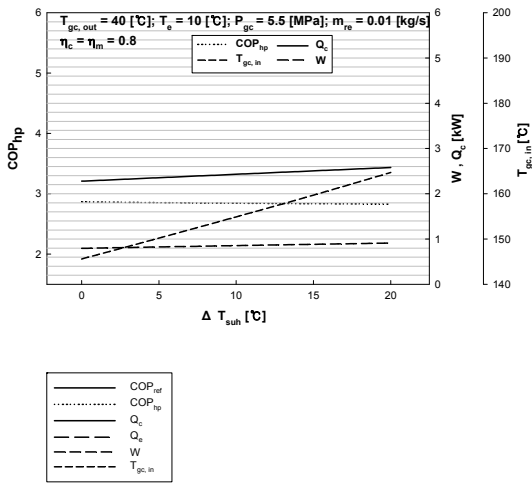


Fig. 5 Performance characteristics of R134a supercritical heat pump with respect to variation of superheating degree

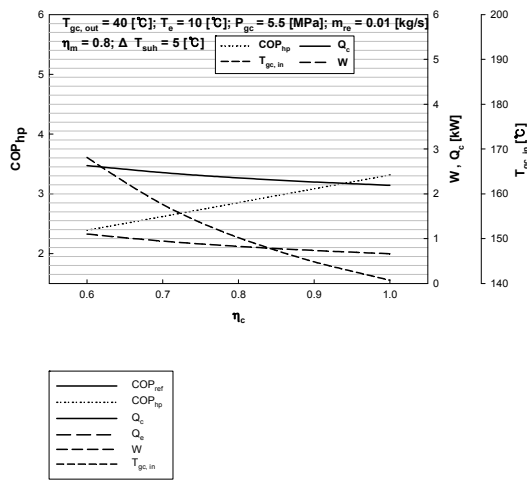


Fig. 6 Performance characteristics of R134a supercritical heat pump with respect to variation of compression efficiency

3.1.4 압축효율의 영향

Fig. 6은 가스냉각기 출구온도($T_{gc,out} = 10^{\circ}\text{C}$), 증발온도($T_e = 0^{\circ}\text{C}$), 가스냉각기 압력($P_{gc} = 5.5$ MPa), 냉매유량($m_{re} = 0.01$ kg/s), 과열도($\Delta T_{suh} = 0^{\circ}\text{C}$), 기계효율($\eta_m = 0.8$)인 조건에서, 압축효율(η_c) 변화에 따른 R134a용 초임계 히트펌프 사이클의 가스냉

각기 방열량(Q_c), 압축기 일량(W), 성능계수 (COP_{hp}), 가스냉각기 입구 냉매온도($T_{gc,in}$)를 나타낸 것이다.

Fig. 6에서 알 수 있는 것처럼, η_c 가 증가할수록 Q_c 는 약 16.7% 정도 감소하였다. 이는 η_c 가 증가할수록 가스냉각기 입구 엔탈피(h_2)가 감소하여 가스냉각기 입출구 엔탈피차가 감소하기 때문이다. 그리고 η_c 가 증가할수록 W 는 약 40% 정도 감소하였다. 이는 η_c 가 증가할수록 압축기 출구 엔탈피(h_2)가 감소하여 압축기 입출구 엔탈피차가 감소하기 때문이다.

또한, η_c 가 증가할수록 COP_{hp} 는 위의 결과로부터 약 38.7% 정도 증가하였다. $T_{gc,in}$ 는 압축기 출구 엔탈피(h_2) 감소로 인해 약 16.3% 정도 감소하였다.

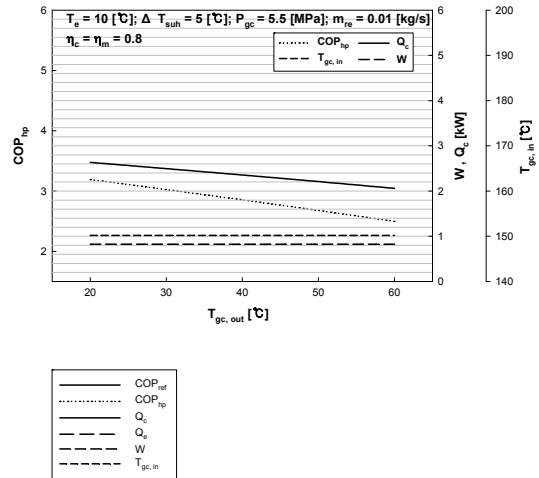


Fig. 7 Performance characteristics of R134a supercritical heat pump with respect to variation of outlet temperature in the gas cooler

3.1.5 가스냉각기 출구 온도의 영향

Fig. 7은 증발온도($T_e = 10^{\circ}\text{C}$), 과열도($\Delta T_{suh} = 5^{\circ}\text{C}$), 가스냉각기 압력($P_{gc} = 5.5$ MPa), 냉매유량 ($m_{re} = 0.01$ kg/s), 기계효율($\eta_m = 0.8$)인 조건에서, 가스냉각기 출구온도($T_{gc,out}$) 변화에 따른 R134a용 초임계 히트펌프 사이클의 가스냉각기 방열량

(Q_c), 압축기 일량(W), 성능계수(COP_{hp}), 가스냉각기 입구 냉매온도($T_{gc,in}$)를 나타낸 것이다.

Fig. 7에 나타난 것처럼, $T_{gc,out}$ 가 증가할수록 Q_c 는 가스냉각기 출구 엔탈피(h_3)의 증가로 인해 약 21.8% 감소하였다. 또한, $T_{gc,out}$ 가 증가할수록 W 는 어떠한 영향도 받지 않기 때문에 0.825W로 일정하였다. 위의 결과로부터, $T_{gc,out}$ 가 증가할수록 COP_{hp} 는 식 (1)로부터 약 21.7% 감소하였다. 그리고, $T_{gc,out}$ 가 증가할수록 $T_{gc,in}$ 는 150.2°C로 일정하였다.

4. 결 론

R134a용 초임계 히트펌프 사이클의 가스냉각기 방열량(Q_c), 압축기 일량(W), 성능계수(COP_{hp}), 가스냉각기 입구 냉매온도($T_{gc,in}$)에 영향을 미치는 가스냉각기 압력(P_{gc}), 증발온도(T_e), 과열도(ΔT_{suh}), 압축효율(η_c), 가스냉각기 출구온도($T_{gc,out}$) 등의 인자들에 대해서 Table 3의 운전조건에서 살펴보았다.

1. P_{gc} , T_e , ΔT_{suh} , η_c , $T_{gc,out}$ 의 변화에 대한 가스냉각기 방열량(Q_c)을 살펴보면, 우선 P_{gc} 와 ΔT_{suh} 가 증가할수록 Q_c 은 증가하고, T_e , η_c , $T_{gc,out}$ 가 증가할수록 Q_c 은 감소하였다.

2. 압축일량(W)에 대한 P_{gc} , T_e , ΔT_{suh} , η_c , $T_{gc,out}$ 의 영향을 살펴보면, P_{gc} 와 ΔT_{suh} 가 증가할수록 W 는 증가하였고, T_e 와 η_c 가 증가할수록 W 는 감소하였다. 그리고, $T_{gc,out}$ 가 증가할수록 W 는 거의 변함없이 일정하였다.

3. P_{gc} , T_e , ΔT_{suh} , η_c , $T_{gc,out}$ 의 영향에 대한 성능계수(COP_{hp})를 살펴보면, T_e 와 η_c 가 증가할수록 COP_{hp} 는 증가하였고, P_{gc} , ΔT_{suh} , $T_{gc,out}$ 가 증가할수록 COP_{hp} 는 감소하였다.

4. 가스냉각기 입구 냉매온도($T_{gc,in}$)에 대한 P_{gc} , T_e , ΔT_{suh} , η_c , $T_{gc,out}$ 의 영향을 살펴보면, P_{gc} 와 ΔT_{suh} 가 증가할수록 $T_{gc,in}$ 는 증가하였고, T_e 와 η_c 가 증가할수록 $T_{gc,in}$ 는 감소하였다. 그리고, $T_{gc,out}$ 가 증가할수록 $T_{gc,in}$ 는 거의 변함없이 일정하였다.

Reference

1. W. S. Bodinus, 1999, "The rise and fall of carbon dioxide systems", In: Will HM, editor. The first century of air conditioning. Atlanta, GA: ASHRAE, pp. 29-34.
2. B. Donaldson and B. Nagengast, 1994, "Heat and cold: mastering the great indoors", Atlanta, GA: ASHRAE.
3. T. Ebner and H. Halozan, 1994, "Testing the Aviable Alternative - An Examination of R-134a, R-152a and R-290", IEA HPC Newsletter, Vol. 12, No. 1, Sittard, The Netherlands.
4. EES: Engineering Equation Solver, 2006. fChart Software Inc.