

자동차용 냉방시스템의 최적설계를 위한 성능시뮬레이션

김 제 봉[†], 신 기 열, 김 수 연*, 정 평 석*

대구미래대학 자동화기계과, *영남대학교 기계공학부

Performance Simulation for the Optimal Design of Automotive Air-Conditioning System

Je-Bong Kim[†], Ki-Yeol Shin, Soo-Youn Kim*, Pyung-Suk Jung*

Department of Machine Automation, Taegu Future College, Kyongsan, 712-716, Korea

*School of Mechanical Engineering, Yeungnam University, Kyongsan, 712-749, Korea

(Received February 10, 2000; revision received April 10, 2000)

ABSTRACT: The performance simulation of refrigeration system for the automotive vehicles was performed, in which the refrigerant was HFC-134a as an alternative to CFC-12. The coefficient of performance of the system for HFC-134a was lower than that for CFC-12 operated in the same operating and design conditions. The optimal design conditions were obtained as a function of optimum capacity ratios of condenser and evaporator.

Key words: Automotive air-conditioning system(자동차용 냉방시스템), Refrigeration system(냉동시스템), Performance simulation(성능시뮬레이션), Optimal design condition(최적설계조건), Heat exchange capacity(전열용량), Capacity ratio(용량비)

기 호 설 명

COP : 성능계수
 h : 비엔탈피 [kJ/kg]
 N : 압축기 회전수 [RPM]
 \dot{m} : 질량유량 [kg/s]
 P : 압력 [kPa]
 \dot{Q} : 냉동용량, 열전달량 [kW]
 R_p : 압력비, P_{dis}/P_{suc}
 T : 온도 [°C]
 u : 열교환기의 전열 용량비, UA_{cd}/UA_T
 UA : 전열용량, 열관류계수×전열면적[W/K]

v : 비체적 [m³/kg]
 V_d : 압축기 배체체적 [m³]
 \dot{W} : 소요동력 [kW]
 x : 건도

그리스 문자

δ : 수렴오차범위
 κ : 폴리트로픽 지수
 η_m : 기계효율
 η_v : 체적효율

하첨자

cd : 응축기
 dis : 압축기출구

[†] Corresponding author

Tel.: +82-53-810-9378; fax: +82-53-810-9267

E-mail address: jbkim@tfc.ac.kr

- ev* : 증발기
- f* : 포화액
- g* : 포화증기
- H* : 고온부(대기)
- i* : 입구
- J* : 각 열교환부분(1, 2, 3, 4, 5)
- ln* : 대수평균값
- L* : 저온부(냉동공간)
- o* : 출구
- ref* : 냉매
- sub* : 과냉도
- sup* : 과열도
- suc* : 압축기입구
- T* : 총합(Total)

1. 서론

냉동기나 에어컨은 외부에서 기계적 일을 투입하여 저온공간(냉동부)의 열을 고온공간(주위)으로 열을 이동시키는 기기이며, 이들 기기내를 순환하면서 사이클 과정을 이루는 작동유체로서는 물리적, 화학적 성질이 뛰어난 CFC(chlorofluoro-carbon)계의 냉매들이 주로 사용되어져 왔다. 그러나 최근 Cl, Br, NO, OH 등에 의한 오존층의 파괴가 지구환경에 커다란 해가 됨이 밝혀짐에 따라 이들을 포함한 CFC계 냉매의 사용을 국제적으로 규제하게 되었다.⁽¹⁾ 따라서 이러한 CFC계 냉매를 대신할 수 있는 새로운 물질의 개발과 동시에 이를 사용한 시스템의 성능평가 및 설계기술의 개발에 대한 연구가 활발히 이루어지고 있다.⁽²⁻⁵⁾ 특히 현재까지 주로 사용되어 온 자동차용 냉방장치의 냉매인 CFC-12는 오존층 파괴지수가 0인 HFC-134a로 대체되어 사용되고 있다.

자동차용 냉방시스템은 압축기, 응축기, 증발기, 팽창밸브와 같은 주요 구성부품으로 이루어져 있으며, 이들 구성부품의 성능 및 특성은 작동유체, 즉 사용냉매의 열 및 유체역학적 성질에 지배된다. 이러한 냉동시스템의 성능은 냉동공간인 저온부에서의 흡수열량과 성능계수로 표현되며, 흡수열량은 시스템의 출력율, 성능계수는 에너지의 변환효율을 의미한다. 또한 이들 성능은 운전 상태 및 장치의 규모, 즉 운전조건 및 설계조건에 의하여 결정된다. 운전조건은 주어진 장

치에 대하여 운전상태를 결정하는 것이며, 그 변수로는 장치를 순환하는 냉매의 유량, 구성기기의 각 지점에서의 온도 및 압력 등이 있다. 이들 운전변수를 조절함으로써 적절한 운전상태를 도모할 수 있다. 그리고 설계변수는 장치의 규모를 결정하는 것이며, 위의 운전변수를 포함하여 응축기와 증발기의 전열용량 및 이들 값의 비인 전열용량비 등이 있다. 이들 설계변수를 적절하게 조절함으로써 주어진 요구조건을 만족하는 장치의 최적 규모를 결정할 수 있다. 이러한 연구는 실험적 방법과 이론적, 수치적인 해석을 통해 이루어질 수 있으며, 실험적인 방법은 실제장치에 대한 실험으로 그 결과가 설계 또는 제작기술에 직접 응용될 수 있는 장점이 있는 반면 실험샘플의 구성에서부터 실험결과의 분석에 이르기까지 많은 시간과 비용을 필요로 할 뿐만 아니라 성능에 결정적인 영향을 주는 여러 인자들의 영향을 직접적으로, 그리고 동시에 파악하기 어려운 단점이 있다. 이에 반해 이론적 해석은 주로 사이클 시물레이션에 의해 이루어지며 최근 컴퓨터의 성능이 급속히 향상되면서 많은 사람들에 의해 연구되고 있다. 이러한 성능시물레이션의 방법에는 가장 기본적으로는 외부조건, 즉 2차유체의 조건은 고려하지 않고 냉매의 열역학적 성질만을 고려하는 방법⁽⁶⁾과 외부조건은 고려하지만 사이클의 각 과정을 열역학과 열전달의 기본법칙으로만 이상적으로 모델화하는 방법,⁽⁷⁻¹⁰⁾ 외부조건은 물론이고 시스템 구성요소를 보다 실질적으로 모델화하여 시물레이션을 하는 방법⁽¹¹⁻¹²⁾ 등이 있다.

본 연구에서는 자동차용 냉방시스템을 대상으로 실제장치에 대한 성능 실험을 수행하고 그 결과를 바탕으로 사용냉매에 따른 각 구성품의 특성을 모델화하고 이를 CFC-12와 HFC-134a를 대상으로 사이클 시물레이션을 수행함으로써 HFC-134a를 사용할 경우 운전조건 및 설계조건에 따른 시스템의 출력 및 성능계수의 거동을 살펴보고 시스템의 최적 운전조건 및 설계조건을 제시하고자 한다.

2. 열역학적 해석

자동차용 냉방시스템은 Fig. 1에서 보는 바와 같이 압축기, 응축기, 팽창밸브 그리고 증발기 등

의 주요 구성품으로 이루어져 있다. 이러한 냉동 시스템의 성능은 냉동공간과의 열교환량인 냉동 용량과 성능계수(coefficient of performance)로 나타낼 수 있으며, 성능계수는 압축기의 소요동력 \dot{W} 와 냉동용량 \dot{Q} 로 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$COP = \frac{\dot{Q}}{\dot{W}} \quad (1)$$

다음은 냉동시스템의 성능을 평가하기 위한 각 구성품의 특성 및 관계식들을 설명한 것이다.

2.1 압축기

과정 및 그 상태, 압축물질에 의해 결정되며, 특히 압축냉매의 질량유량 \dot{m}_{ref} 과 입·출구의 엔탈피차이, 소요동력 \dot{W} 로 나타낸 기계효율 η_m 과 실제체적유량, 압축기의 배제체적 V_d , 분당 회전수 N 으로 계산된 이론체적유량으로 나타낸 체적효율 η_v 및 압축과정을 나타내는 폴리트로픽 지수 κ 등으로 나타낼 수 있다.

$$\eta_m = \frac{\dot{m}_{ref}(h_{dis} - h_{suc})}{\dot{W}} \quad (2)$$

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{ref} v_{suc}}{V_d N/60} \quad (3)$$

$$\kappa = \ln\left(\frac{P_{dis}}{P_{suc}}\right) / \ln\left(\frac{v_{suc}}{v_{dis}}\right) \quad (4)$$

이들 효율과 폴리트로픽 지수는 압축기의 사양과 압축과정 및 상태, 압축물질에 의해 그 값이 결정된다.⁽¹³⁾ 압축기의 사양은 설계 시 그 값이 고정되나 압축과정은 물질에 따라 크게 달라지게 되므로 냉동시스템에 있어서 사용냉매의 변경 시에는 그 냉매의 특성에 따른 압축기의 재 선정이 필요하다.

본 연구에서는 두 냉매 CFC-12와 HFC-134a에 대한 압축기의 특성을 실험에서 얻은 결과를 바탕으로 Fig. 2와 Fig. 3과 같이 압축기 회전수에 따른 효율과 폴리트로픽 지수 값을 사용하였다.⁽¹⁴⁾

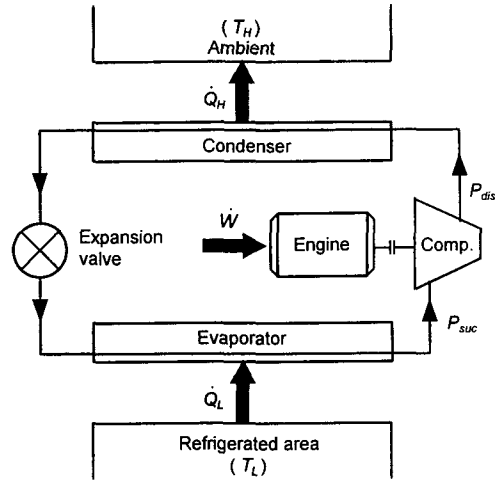


Fig. 1 Schematic diagram of the refrigeration system.

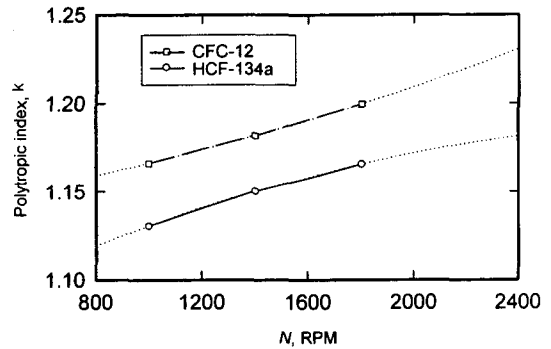


Fig. 2 Polytropic index as a function of the compressor speed.

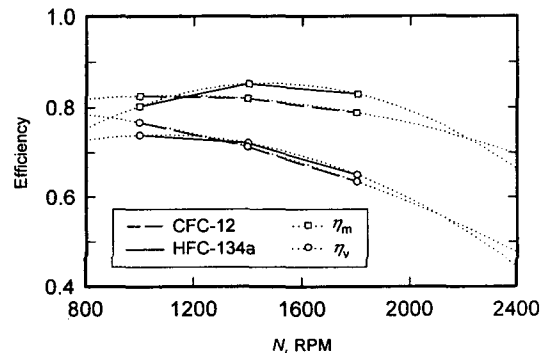


Fig. 3 Mechanical and actual volumetric efficiency of the compressor as a function of the compressor speed.

냉매의 유량 \dot{m}_{ref} 은 압축기 배체체적 V_d , 압축기 입구에서의 비체적 v_{suc} 과 체적효율 η_v 및 작동특성에 따라

$$\dot{m}_{ref} = \eta_v \frac{V_d}{v_{suc}} \frac{N}{60} \quad (5)$$

으로 계산하고, 압축기 출구 상태는 냉매의 압축 과정을 폴리트로픽 과정으로 해석하여 출구의 비체적과 온도를 압력비 및 폴리트로픽 지수의 함수로서

$$v_{dis} = v_{suc} \left[\frac{P_{suc}}{P_{dis}} \right]^{\frac{1}{\kappa}} \quad (6)$$

$$T_{dis} = f(P_{dis}, v_{dis}) \quad (7)$$

으로 각각 구하였다. 여기서 f 는 냉매의 상태방정식이다.⁽¹⁵⁾ 또한 압축기로 투입된 소요동력은 실험에서 얻은 압축기의 기계효율을 이용하여

$$\dot{W} = \frac{\dot{m}_{ref}(h_{dis} - h_{suc})}{\eta_m} \quad (8)$$

으로 계산하였다.

2.2 열교환기 (응축기, 증발기)

냉동시스템에서는 사용냉매의 물성에 따라 열전달 및 압력강하 특성이 변화하며, 특히 자동차용 냉방시스템의 경우 고밀도 열교환기(compact heat exchanger)를 사용함으로써 관순법(tube-by-tube method)⁽¹⁶⁾ 등과 같은 상세 해석방법을 사용하여 냉매의 종류에 따른 열전달 특성이나 압력강하 등의 손실을 고려하여야 한다. 하지만 본 연구에서는 사용냉매의 변화에 따른 응축기 및 증발기의 전열용량 및 그 용량비가 시스템의 성능에 미치는 영향을 살펴보기 위한 것으로 응축기와 증발기의 해석에서 압력강하와 열손실은 없는 것으로 가정하였다. 응축기는 세부분, 즉 과열부, 응축부, 과냉부로, 증발기는 두 부분, 즉 증발부와 과열부로 Fig. 4와 같이 나누어 해석하였다. 각 부분에서의 냉매와 열원 사이의 열전달량은

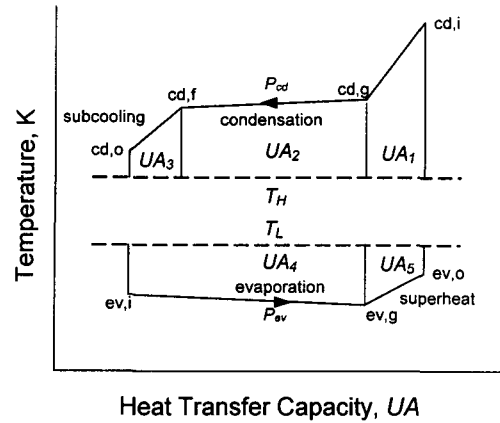


Fig. 4 Temperature-heat transfer capacity diagram of the refrigeration system.

$$\dot{Q}_J = \dot{m}_{ref} \Delta h_J = UA_J \Delta T_{ln,J} \quad (9)$$

여기서, $J = 1 \sim 5$

와 같으며, 여기서 UA 는 열교환기의 전열용량으로서 열관류계수 U 와 전열면적 A 의 곱을 나타내고, ΔT_{ln} 은 냉매와 대기온도 및 냉동부 온도간의 대수평균온도차를 나타낸다.

자동차용 냉동시스템에서 대기 및 냉동부의 외부조건은 운전상태에 따라 변화하며 본 연구에서는 이들 변수 중 온도를 작동변수로 하여 설계 및 운전조건에 따른 시스템의 성능변화를 살펴보고자 하였다. 냉동시스템에서 외부조건인 온도가 일정한 경우, 압축기의 특성이 주어지면 냉동시스템의 냉동용량과 성능계수는 응축기 및 증발기의 전열용량에만 의존하고, 전열용량이 유일한 변수가 된다. 또한 두 열교환기의 전열용량의 합이 주어질 경우 그들의 용량비가 설계변수가 된다. 냉동시스템의 냉동용량과 성능계수는 열교환기의 전체용량에 따라 단조 증가하므로 전체용량에 따른 냉동용량 및 성능계수의 최대는 무의미하다고 볼 수 있다. 따라서 열교환기의 전체 전열용량이 일정한 값으로 주어질 때, 그 두 열교환기의 용량비에 대한 냉동용량 및 성능계수의 최대가 문제로서 의미를 가지게 된다.⁽⁶⁾ 본 연구에서는 응축기의 전열용량 UA_{cd} 와 증발기의 전열용량 UA_{ev} 의 합을 UA_T 로 두고, 용량비 u 를 다음 식과 같이 정의하여 사용하였다.

$$UA_{cd} + UA_{ev} = UA_T \quad (10)$$

$$u = \frac{UA_{cd}}{UA_T} \quad (11)$$

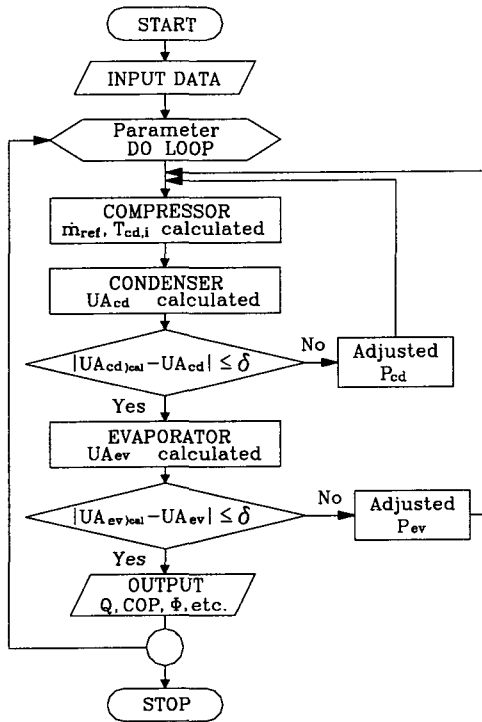


Fig. 5 Flow chart for the simulation of the refrigeration system.

Table 1 Operating parameters and operating conditions in cases of the system simulation

Parameter	Unit	Operation Condition	
		Base Condition	Calculation Area
N	RPM	1800	800 ~ 2400
UA_T	W/K	600	500 ~ 700
u	.	0.7	0.4 ~ 0.9
T_L	°C	27	20 ~ 30
T_H	°C	35	30 ~ 40
T_{sub}	°C	5	
T_{sup}	°C	10	
Refrigerants	CFC-12 / HFC-134a		

2.3 팽창밸브

팽창밸브는 Thermostatic Expansion Valve이고, 주어진 과열도를 유지할 수 있도록 밸브의 개도를 자동적으로 조절하는 기능이 있다.⁽¹³⁾ 냉매의 팽창과정은 등엔탈피과정으로 해석하였으며, 증발기 출구에서의 과열도는 실험결과를 바탕으로 일정한 것으로 해석하였다.

2.4 시뮬레이션

이상의 각 구성부품의 특성 및 관계식들을 이용하여 냉동시스템의 성능을 계산하기 위한 순서도는 Fig. 5와 같다. 시뮬레이션은 시스템이 정상상태이며 압력강하와 열손실이 없는 것으로 가정하였으며, 계산을 위해 주어지는 조건은 압축기의 사양 및 회전수, 대기온도, 응축기 및 증발기의 전열용량, 응축기 출구의 과냉도, 증발기 출구의 과열도, 냉동부 온도, 용량비 등이며 과냉도는 5°C, 과열도는 10°C으로 각각 고정시켰다. 또한 주어진 냉동 시스템에 대한 성능해석과 운전 및 설계조건을 계산하기 위해 응축기 및 증발기의 전열용량의 총합 및 용량비, 운전조건으로 압축기의 회전수, 냉동부 및 대기온도를 매개변수로 하여 계산하였다. 각 변수의 값은 일본과 한국의 공업규격에 의한 자동차용 냉방기의 시험기준⁽¹⁷⁾을 참고하였으며 표준시험조건에 따른 계산범위는 Table 1과 같다. 계산의 수렴은 응축기와 증발기의 전열용량 UA를 대상으로 유효숫자 3자리로 하여 계산하였으며 계산과정은 다음과 같다.

- (1) 초기치(응축, 증발압력)를 입력한다.
- (2) 압축기에서 냉매유량 및 압축기 출구조건과 투입일 양을 식(2)~(8)을 이용하여 계산한다.
- (3) 응축기에서 전열용량을 식(9)로부터 계산한다.
- (4) 주어진 응축기의 전열용량과 계산된 전열용량을 비교한다.
- (5) 응축기에서 계산된 전열용량이 주어진 조건에 수렴하면 다음 과정으로 넘어가고 오차가 수렴범위(10^{-3})보다 크면 응축압력을 다시 가정하여 (2)~(4)의 과정을 반복한다.
- (6) 증발기에서 전열용량을 식(9)로부터 계산한다.

(7) 증발기에서 계산된 전열용량이 주어진 조건에 수렴하면 다음 과정으로 넘어가고 오차가 수렴범위(10^{-3})보다 크면 증발압력을 다시 가정하여 (2)~(6)의 과정을 반복한다.

(8) 응축기와 증발기에서 주어진 조건을 만족하는 응축 및 증발압력을 찾으면 냉동용량, 성능계수 등을 계산한다.

(9) 계산결과를 출력한다.

이상의 계산과정에서 새로운 응축 및 증발압력의 계산은 Partial Successive Substitution 방법을 이용하였다.⁽¹⁸⁾

3. 결과 및 검토

이상의 계산결과를 검증하기 위해 압축기 회전수의 변화에 따른 실험결과와 비교해 보았다. Fig. 6과 Fig. 7은 사용 냉매에 따른 응축기와 증발기에서의 압력을 비교한 것으로 압력강하를 무시한 시뮬레이션과정에서 계산된 각 열교환기의 압력이 실험에서 측정된 열교환기 입출구 압력의 범위내에서 변화하고 있는 것을 볼 수 있다. Fig. 8은 압축기에서의 소요동력 및 증발기에서의 냉동용량을 나타낸 것이며 그 결과 나타난 성능계수를 Fig. 9에 비교하여 나타내었다. 시뮬레이션 결과, 압축기 소요동력은 실험결과와 큰 차이가 없으나 냉동용량은 다소 높게 나타나는 것을 볼 수 있으며 압축기의 회전수변화에 따라 정량적인 오차에도 불구하고 성능계수의 변화를 잘 예측하고 있는 것을 볼 수 있다.

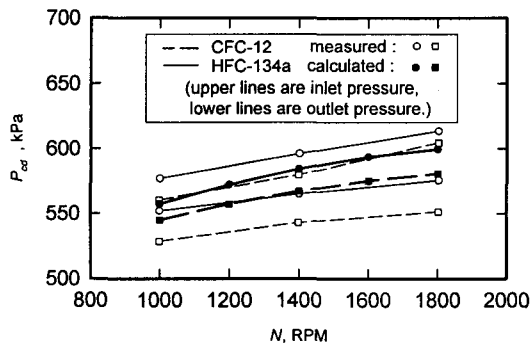


Fig. 6 Condenser inlet and outlet pressure with respect to the compressor speed.

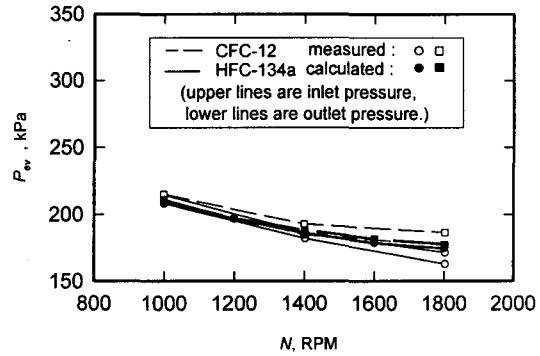


Fig. 7 Evaporator inlet and outlet pressure to the compressor speed.

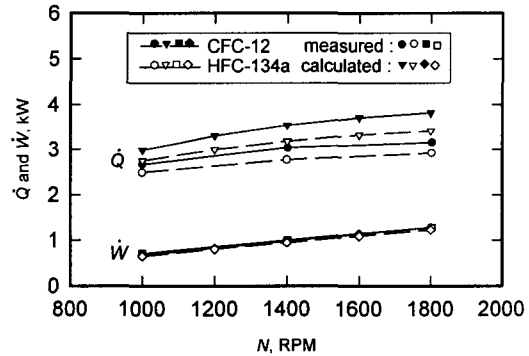


Fig. 8 Refrigeration capacity and compression work of a refrigeration system as a function of the compressor speed.

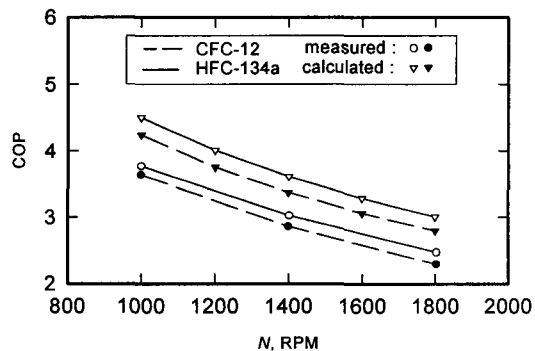


Fig. 9 Coefficient of performance of refrigeration system with respect to the compressor speed.

Table 2 Results of the system simulation for the each cases(↑ increase, ↓ decrease).

	Parameter					Remark
	N	u [UA_T : 500/600/700]	UA_T	T_L	T_H	
\dot{Q}	max12:2084 max134:1956	max12 : 0.419/0.410/0.406 max134 : 0.483/0.461/0.447	↑	↑	↓	CFC-12 < HFC-134a
\dot{W}	↑	↓	↓	↑	↑	CFC-12 < HFC-134a
COP	↓	max12 : 0.685/0.666/0.651 max134 : 0.756/0.730/0.710	↑	↑	↓	CFC-12 > HFC-134a
\dot{m}_{ref}	max12 : 2204 max134: 1821	↓	↑	↑	↑	CFC-12 > HFC-134a
P_{cd}	max12 : 2240 max134: 1961	↓	↓	↑	↑	CFC-12 < HFC-134a
P_{ev}	min12 : 2100 min134: 2015	↓	↑	↑	↑	CFC-12 > HFC-134a
R_p	max12 : 2149 max134: 1980	min12 : 0.602/0.592/0.584 min134 : 0.617/0.607/0.599	↓	↓	↑	CFC-12 < HFC-134a
U_{suc}	max12 : 2109 max134: 1881	↓	↓	↓	↓	CFC-12 < HFC-134a
x_{evi}	max12 : 2084 max134: 1956	max12 : 0.711/0.692/0.676 max134 : 0.750/0.738/0.725	↓	↓	↑	CFC-12 < HFC-134a

이상의 계산과정에서 발생한 오차는 실험에서 발생한 각 부분에서의 압력강하와 응축기 출구에서의 과냉도, 증발기 출구에서의 과열도, 열교환기 전열용량 및 용량비 등의 변화를 시뮬레이션에서는 무시하고 과냉도와 과열도를 각각 5°C, 10°C로 일정하게 주고, 전체 전열용량과 용량비를 기준조건으로 일정하게 가정하여 계산하였기 때문에 발생한 것이라고 볼 수 있다. 이러한 검정결과를 바탕으로 Table 1에 나타낸 표준조건을 기준으로 한 계산결과를 Table 2에 정리하였으며 각 변수들의 변화에 따른 자동차용 냉방시스템의 출력 및 성능계수의 거동은 다음과 같다.

먼저 압축기 회전수에 따른 성능의 변화를 살펴보자. Fig. 10에서 보는 바와 같이 CFC-12와 HFC-134a 두 냉매 모두 압축기의 회전수가 증가함에 따라 냉동용량은 증가하나 성능계수는 감소함을 알 수 있다. 이는 압축기의 회전수가 증가함에 따라 소요동력이 냉동용량 보다 빠르게 큰 폭으로 증가한다는 것을 의미한다. 이는 압축기 회전수가 증가함에 따라 압축기 입·출구에서 냉매의 압력비가 증가하고 냉매의 질량유량이 증가하며 증발압력이 감소함에 따라 압축기 입구에서의 냉매 비체적이 증가하므로 소요동력이 증가

하게 된다. 이에 반해 증발압력의 감소에 따른 증발잠열의 증가에 비해 응축압력의 증가로 인해 증발기 입구 건도의 증가폭이 감소하기 때문에 냉동용량의 증가는 소요동력의 증가에 비해 작게 나타나는 것이다.

Fig. 11과 Fig. 12는 냉동공간 온도와 대기온도의 변화에 따른 시스템의 성능변화를 살펴 본 것이다. 냉동공간의 온도가 증가할수록 성능계수와 냉동용량 및 소요동력이 모두 단조증가하며, 대기온도가 증가할수록 소요동력은 단조증가하나 성능계수와 냉동용량은 단조감소 함을 알 수 있다.

다음은 열교환기의 전체 전열용량 UA_T 와 응축기와 증발기 사이의 용량비 u 에 따른 시스템의 성능의 변화를 살펴보자. Fig. 13에서 전체 전열용량 및 용량비의 증가에 대해 압축기의 소요동력이 모두 단조감소하는 것을 볼 수 있다. 하지만 Fig. 14에 나타낸 냉동용량의 경우 전체 전열용량에는 단조증가하지만 용량비의 변화에 대해서는 그 값이 최대가 되는 최적값이 존재하며, 그 결과 성능계수에서도 최대값이 되는 용량비가 존재하는 것을 Fig. 15에서 볼 수 있다. 이는 주어진 전열용량에 대하여 전열용량비가 증가함에

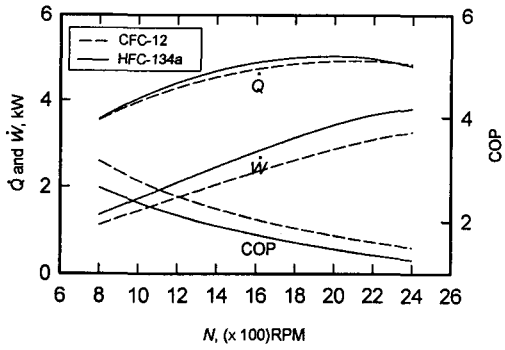


Fig. 10 COP and refrigeration capacity and compression work as a function of the compressor speed.

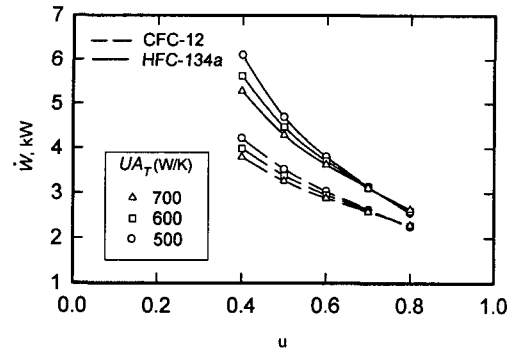


Fig. 13 Compression work of a refrigeration system as a function of u and UA_T .

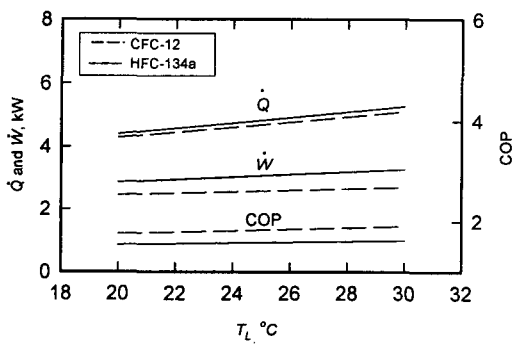


Fig. 11 COP and refrigeration capacity and compression work as a function of T_L .

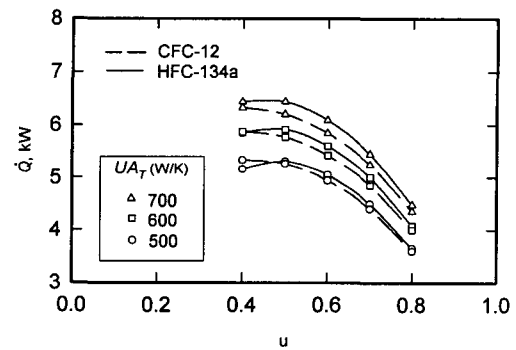


Fig. 14 Refrigeration capacity of a system as a function of u and UA_T .

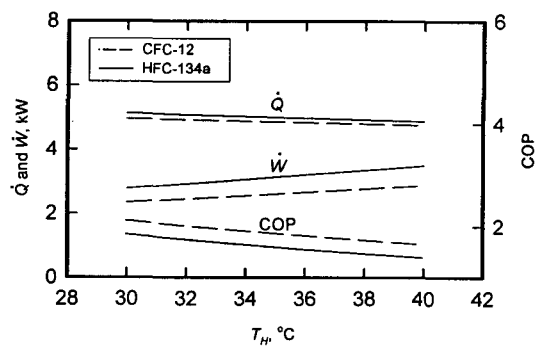


Fig. 12 COP and refrigeration capacity and compression work as a function of T_H .

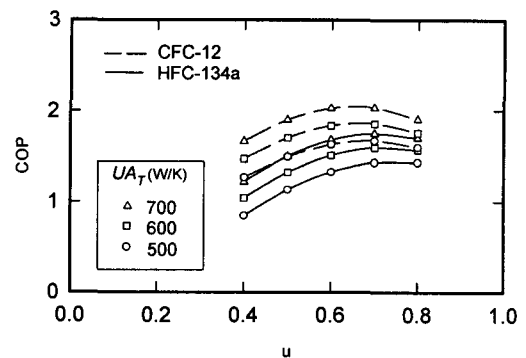


Fig. 15 Coefficient of performance of a refrigeration system as a function of u and UA_T .

따라 응축기의 전열용량은 커지고 증발기의 전열용량은 작아지게 되며 이로 인해 Fig. 16 및 Fig. 17과 같이 응축압력과 증발압력이 모두 감소하게 된다. 증발압력이 감소함에 따라 압축기 입구에서의 비체적이 Fig. 18과 같이 커지나 압축비가 감소하여 그 값이 최소가 되는 점이 존재하는 것을 Fig. 19에서 볼 수 있으며, 압축비가 감소함에 따라 Fig. 20과 같이 냉매의 유량이 감소하여 압축기로의 투입일은 감소하게 된다. 이에 반해 냉동용량의 경우 증발압력이 감소함에 따라 냉매의 증발잠열이 커지고 증발기입구에서의 건도는 Fig. 21과 같이 낮아져 그 값이 최소가 되는 용량비가 존재하여 냉동용량이 최대가 되는 용량비가 존재하게 되는 것이다. 따라서 용량비가 증가함에 따라 성능계수는 증가하며 그 값이 최대가 되는 용량비가 존재하게 된다. 이러한 냉동용량 및 성능계수의 최대값은 응축기와 증발기의 용량비가 대체로 0.40~0.48일때 냉동용량이 최대가 되고, 성능계수는 용량비가 0.65~0.75 일 때 그 값이 최대가 되는 것으로 나타났다. 하지만, 이들 용량비는 서로 일치하지 않고 있으므로 냉동시스템의 설계 시 이를 고려한 설계가 필요하다는 것을 알 수 있다. 또한 두 냉매 CFC-12와 HFC-134a를 비교해 보면 동일한 전열용량에 대하여 냉동용량은 큰 차이가 없으나, 압축기 소요 동력의 경우 냉매 유량은 작으나 압력비와 압축기 입구에서의 비체적이 상대적으로 큰 HFC-134a가 보다 큰 값이 필요하게 된다. 따라서 성능계수는 HFC-134a를 사용할 경우가 CFC-12의 경우에 비하여 작게 나타남을 알 수 있다. 여기서 작동조건이 같을 때 주어진 냉동용량을 만족하고 동일한 성능계수를 가지는 HFC-134a용 시스템을 구성하기 위해서는 CFC-12를 사용할 때 보다 전체 열교환기의 전열용량이 더 큰 것을 사용해야 하며, Fig. 15에서 전열용량비가 0.5일 경우 약 40%의 전열용량의 증가가 필요함을 알 수 있다.

4. 결 론

자동차용 냉방시스템에 대하여 HFC-134a를 사용할 경우 운전조건 및 설계조건에 따른 시스템의 성능변화를 살펴보았다. 그 결과, 주어진 냉동시스템에서 동일한 외부조건에 대하여 HFC-134a

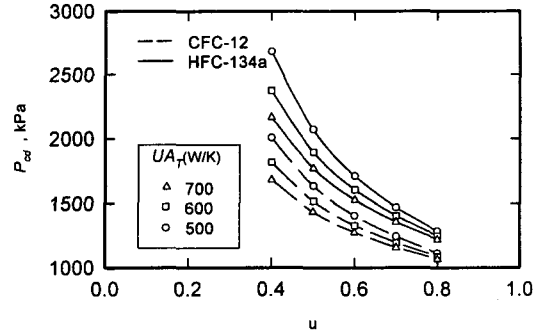


Fig. 16 Condenser pressure of a refrigeration system as a function of u and UA_T .

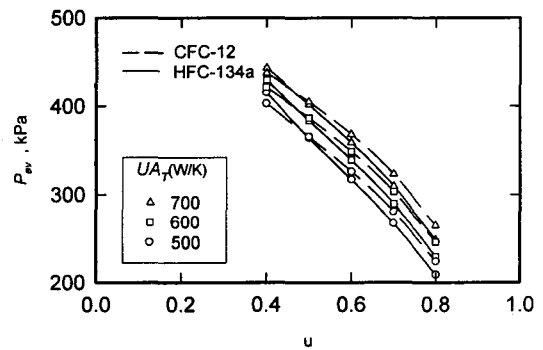


Fig. 17 Evaporator pressure of a refrigeration system as a function of u and UA_T .

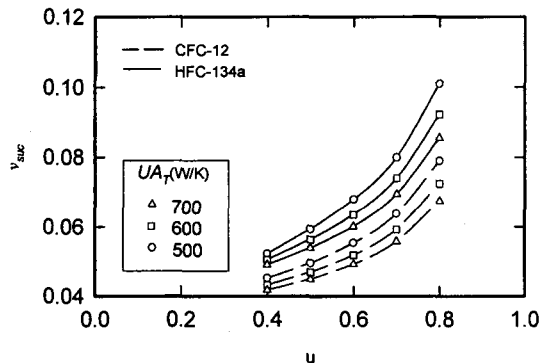


Fig. 18 Specific volume at compressor inlet as a function of u and UA_T .

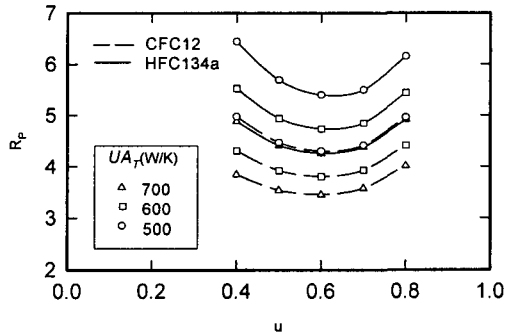


Fig. 19 Pressure ratio of compressor as a function of u and UA_T .

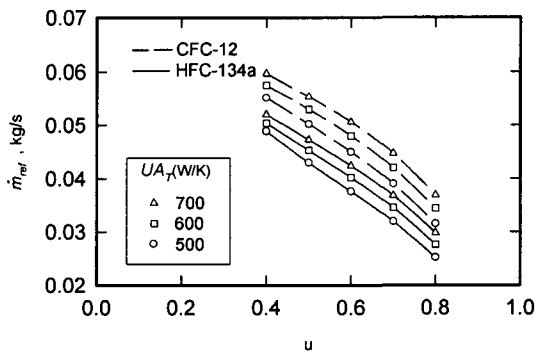


Fig. 20 Mass flow rate of refrigerant as a function of u and UA_T .

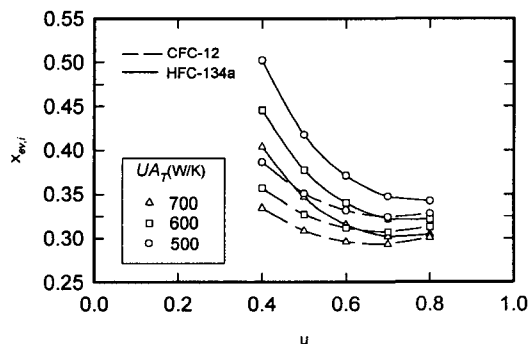


Fig. 21 Quality at evaporator inlet as a function of u and UA_T .

를 사용할 경우가 CFC-12의 경우에 비하여 성능 계수가 낮았고, 흡수열량은 다소 크게 나타났다. 따라서, 동일한 성능계수를 갖는 시스템을 구성하기 위해서는 열교환기 전열용량을 CFC-12의 경우 보다 크게 하여야 함을 알 수 있었다. 또한 전체 열교환기의 용량이 주어진 경우 냉동시스템의 성능계수와 냉동용량이 최대가 되는 최적의 응축기 및 증발기의 전열 용량이 각각 존재하였다. 그러나 응축기 용량과 증발기 용량의 합인 전체 열교환기의 전열용량에 대해서는 냉동용량 및 성능계수가 단조증가 하였고, 냉동부 온도가 증가할 경우도 냉동용량과 성능계수는 모두 단조 증가하였으나 대기온도의 증가에 따라 냉동용량과 성능계수는 모두 단조감소하였다.

참고문헌

1. Kim, K. H., 1991, development of freon substitutes and countermeasure technology, KINITI, Technical Report, No. 65.
2. Khan, S. H. and Zubair, S. M., 1993, Thermodynamic analyses of the CFC-12 and HFC-134a refrigeration cycles, ENERGY(OXFORD), Vol. 18, No. 7, pp. 717-726.
3. Bateman, D. J., 1990, Current development status of HFC-134a for automotive air conditioning, SAE Transactions, Vol. 99, pp. 327-338.
4. Provost, M. J. and Arrieta, E. M., 1990, A thermodynamic analysis of alternative refrigerants in vapor-compression refrigeration cycles, SAE Transactions, Vol. 99, pp. 339-344.
5. Struss, R. A., Henkes, J. P., and Gabbey, L. W., 1990, Performance comparison of HFC-134 and CFC-12 with various heat exchangers in automotive air conditioning systems, SAE Transactions, Vol. 99, pp. 881-890.
6. Kim, S. Y. and Jung, P. S., 1990, Optimal design condition of refrigeration cycle with heat transfer process, Transactions of the KSME, Vol. 14, No. 1, pp. 225-229.

7. Parise, J. A. R., 1986, Simulation of vapour-compression heat pumps, *Simulation*, Vol. 46, pp. 71-76.
8. Hamilton, J. F. and Miller, J. L., 1990, A simulation program for modeling an air-conditioning system, *ASHRAE Transactions*, Vol. 96, Part 1, pp. 213-221.
9. Cecchini, C. and Marchal, D., 1991, A simulation model of refrigerating and air-conditioning equipment based of experimental data, *ASHRAE Transactions*, Vol. 97, Part 2, pp. 388-393.
10. Chang, S. D. and Ro, S. T. 1994, Cycle simulation of the air-conditioner using alternative to R22, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 6, No. 1, pp. 47-53.
11. Lee, G. H., Yoo, J. Y., Jung, J. D., and Choi, K. H., 1998, Computer simulation for the performance analysis of automobile air conditioning system, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 10, No. 2. pp. 202-216.
12. Hong, J. W., Choi, Y .K., and Lee, J. H. 1998, Development of program for the automotive air conditioning system analysis, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 10, No. 2, pp. 227-237.
13. Stoecker, W. F. and Jones, J. W., 1982, *Refrigeration and Air Conditioning*, 2nd ed., McGraw-Hill, New York, pp. 205-295.
14. Kim, J. B. 1995, The performance analysis of the air-conditioner for automotive vehicles, MS thesis, Yeungnam University, Kyongsan, Korea.
15. Huber, M., Gallagher, J., McLinden, M., and Morrison, G., 1996, NIST Thermodynamic properties of refrigerants and refrigerant mixtures database (REFPROP), NIST Standard Reference Database 23.
16. Pak, H. Y, Park, K. W., and Cha J. B., 1994, The performance analysis of the fin-tube heat exchanger using CFC alternative refrigerant, *Transactions of the KSME*, Vol. 17, No. 9, pp. 2358-2372.
17. KS, 1991, Testing Method for Automobile Air Conditioners, Korean Standards Association, KS R 1053.
18. Stoecker, W. F., 1989, *Design of Thermal System*, 3rd ed., Chap. 14, McGraw-Hill, New York.