

내부열교환기와 TXV를 적용한 자동차용 공조시스템의 성능에 관한 수치적 연구

박차식
호서대학교 기계자동차공학부

Simulation on the performance of an automobile climate control system with Internal heat exchanger and TXV

Cha-Sik Park

Division of Mechanical and Automotive Engineering, Hoseo University

요약 최근에 지구온난화 문제로 인하여 자동차 공조시스템은 GWP 지수가 높은 R134a 냉매를 대체할 수 있는 대체 냉매를 적용하고 있다. 본 연구에서는 R1234yf 냉매를 사용하여 내부열교환기와 가변용량형 팽창밸브인 TXV를 적용한 자동차 공조시스템의 성능특성을 해석하였다. 상용 소프트웨어인 Amesim을 이용하여 주요 부품인 압축기, 응축기, 팽창장치, 증발기와 내부열교환기를 모델링을 하여 외기온도와 응축기 흰 피치 변화에 따른 냉동사이클 시뮬레이션을 수행하였다. 외기온도가 30℃에서 40℃로 증가함에 따라 시스템의 냉방용량은 3.1% 감소하고, 압축기 소비동력은 17.1% 증가하였다. 또한, 응축기의 흰 피치를 0.8 mm에서 1.4 mm로 증가시키면서, 사이클 성능특성을 해석하였다. 흰 피치가 1.0 mm 클 경우에 응축기의 방열량은 감소하였고, COP는 5.9% 까지 감소하였다. 응축기 흰 피치가 1.0 mm 보다 작은 0.8 mm에서는 시스템 성능에 큰 변화가 없어 흰 피치 1.0 mm에서 최적의 성능을 나타내는 것으로 분석되었다.

Abstract Recently, automobile air conditioning systems have applied an alternative refrigerant that can replace the high GWP refrigerant R134a due to the global warming problem. This study simulated the performance of an automobile climate control system with an internal heat exchanger and TXV. Refrigerant R1234yf was applied as the working fluid. Amesim, a commercial software program, was used to model the main components of the compressor, condenser, TXV, evaporator, and internal heat exchanger. As the outside temperature increased from 30℃ to 40℃, the cooling capacity of the system decreased by 3.1%, and the power consumption of the compressor increased by 17.1%. In addition, The performance characteristics of the refrigeration cycle were simulated by increasing the fin pitch of the condenser from 0.8 mm to 1.4 mm. When the fin pitch was larger than 1.0 mm, the condenser capacity decreased, and the system COP was lowered by 5.9%. When the fin pitch of the condenser was 0.8 mm, which was smaller than 1.0 mm, there was no significant change in the system performance. Hence, the optimal performance was observed at a fin pitch of 1.0 mm.

Keywords : Alternative Refrigerants, Condenser, Internal Heat Exchanger, R1234yf, Thermal Expansion Valve

본 논문은 2017년도 호서대학교의 재원으로 학술연구비(2017-0051) 지원을 받아 수행된 연구임.

*Corresponding Author : Cha-Sik Park(Hoseo Univ.)

email: cspark@hoseo.edu

Received September 14, 2020

Revised October 12, 2020

Accepted January 8, 2021

Published January 31, 2021

1. 서론

현재 자동차용 에어컨 냉매는 지구온난화에 대한 규제 법안으로 점차로 HFC 계열의 R134a 냉매에서 HFO 계열의 R1234yf 냉매로 바뀌고 있는 추세이다. R134a 냉매는 지구온난화지수(GWP: Global Warming Potential, 이하 GWP)가 1370~1430으로 매우 높아 환경적 문제를 가지고 있으며, 대기에 방출되면 완전 분해되어 없어지는데 14.6년이 걸리는 것으로 알려져 있다. 따라서 R134a 냉매는 2017년 이후에는 지구온난화 문제로 인하여 점차 사용을 규제하는 것으로 되고 있다. 교토의정서에 의하면 지구온난화 방지 규제 대상 가스를 화석연료 연소에 따른 CO₂, CH₄와 기타 화학 공정 등의 물질인 N₂O, HFC, PFC, SF₆의 6종으로 정하고, 1차공약기간인 2008년부터 2012년까지 1990년 대비 5.2% 감축을 결정하였다[1]. 이에 따라 유럽 연합은 자동차용 에어컨 시스템에서 GWP가 150이상인 냉매를 사용하는 자동차에 대하여 신차 적용을 제한하고 있다. 따라서 기존에 생산되는 차량에 적용 중인 R134a 냉매에 대한 적용이 제한되어 GWP가 150이하인 대체 냉매를 사용한 자동차 냉방시스템의 적용이 진행되고 있다. 그 중 R1234yf 냉매는 유럽 환경법규에서 요구하는 GWP150 이하를 만족하는 냉매로 GWP가 4~4.4이며 분해시간을 11일 정도로 친환경적인 냉매로서 자동차분야를 중심으로 적용이 진행되고 있다[2].

R1234yf 냉매는 R134a 냉매와 비교적 비슷한 열역학적 특성을 가지고 있으나, 동일한 포화온도에서 R1234yf가 R134a 냉매와 비교하여 증발잠열이 작다. 이는 R1234yf를 적용한 시스템에서 R134a 냉매와 동일한 냉방성능을 가지기 위해서는 시스템 개선이 필요한 부분으로 이를 위하여 제조사에서는 응축기 출구와 증발기 출구의 냉매가 서로 열교환이 이루어지도록 내부열교환기를 설치하여, 응축기 출구에서 냉매의 과냉도를 확보한 후 팽창장치를 지나 증발기에서 냉방성능을 향상시키도록 하고 있다. 내부열교환기를 적용하여 냉동사이클의 성능향상을 연구한 사례로서 Hermann et al.과 Hanfner et al.은 이산화탄소를 이용한 급탕 시스템에서 내부열교환기를 적용한 경우 성능의 변화에 대한 연구를 다른 냉매와 비교하여 진행하였다[3,4]. Cho et al.은 이산화탄소를 사용한 냉동사이클에서 내부열교환기 적용으로 냉방성능이 4.8~9.1% 정도 향상됨을 실험을 통하여 확인하였고, Cho et al.은 냉매 R1234yf 시스템에서 내부열교환기를 적용하지 않은 시스템이 내부열교환기를

Automotive refrigeration cycle with TXV and IHX

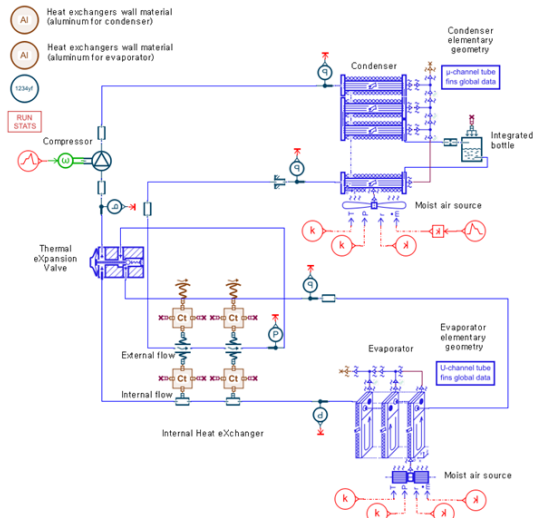


Fig. 1. Schematic diagram of automotive refrigeration cycle using Amesim software.

적용한 시스템과 비교하여 냉방용량과 냉방성능이 각각 7%와 4.5%까지 감소하는 것으로 보고하였다[5,6]. Pottker와 Hrnjak은 R134a와 R1234yf 냉매를 적용한 시스템에 내부열교환기를 적용할 경우 R1234yf 냉매 시스템이 성능 향상효과가 더 큰 것으로 보고하였다[7]. 이러한 연구결과를 바탕으로 최근에는 R1234yf 냉매를 적용하는 경우 기존 R134a 냉매를 적용한 시스템과 동등한 냉방성능을 확보하기 위하여 대부분 내부열교환기를 적용하고 있는 추세이다.

본 연구에서는 자동차 공조시스템에 R1234yf 냉매를 적용하여 내부열교환기와 감온팽창변(TXV: Thermal Expansion Valve, 이하 TXV)를 적용하고, 응축기는 마이크로 튜브를 적용한 Fin & Tube 열교환기와 증발기는 U-channel plate & fin 열교환기를 적용하여 시스템 모델링을 진행하였다. 또한, 응축기의 흰 피치를 고려한 기하학적 형상 변화에 따른 사이클 특성 시뮬레이션을 수행하여 성능을 분석하였다.

2. 주요 부품 모델링

본 연구에서는 전기자동차용 냉동사이클 시뮬레이션을 수행하기 위하여 상용 프로그램인 Simcenter Amesim 소프트웨어를 이용하여 실차조건을 반영하였다. 냉동사이클을 모델링하기 위하여 프로그램에 내장된

Thermal library, Two phase flow library, Air conditioning library를 호출하여 자동차 공조용 냉동 사이클을 구성하였다. Fig. 1은 Amesim을 이용하여 자동차용 냉동사이클을 구성한 개략도를 나타낸다. 주요부품으로 압축기, 응축기, TXV, 증발기와 성능향상을 위한 내부열교환기를 구성하였다.

2.1 압축기 모델링

압축기 모델링에서 압축기 성능 데이터는 압축기 체적 유량과 회전수(rpm) 그리고, 압축기 효율을 입력값으로 사용하였다. 압축기 효율은 체적효율과 등엔트로피 효율은 각각 식 (1)과 (2)를 사용하여 적용하였다[8].

$$\eta_{vol} = \frac{(\dot{m}_v)_{real}}{(\dot{m}_v)_{theory}} = f(N, PR) \quad (1)$$

$$\eta_{is} = \frac{\Delta H_{is}}{\Delta H_{real}} = f(N, PR) \quad (2)$$

$$(\dot{m}_v)_{theory} = \rho_s \cdot N \cdot disp \quad (3)$$

여기서, $(\dot{m}_v)_{real}$ 은 압축기에 흐르는 실제 냉매질량 유량, $(\dot{m}_v)_{theory}$ 는 이론적 냉매질량 유량, N 은 압축기 회전수, PR 은 압축비이다. ΔH_{is} 는 압축기 입출구의 이론적 엔탈피변화량, ΔH_{real} 는 실제 엔탈피변화량, ρ_s 는 압축기 흡입부 밀도, N 은 회전수 $disp$ 는 행정체적을 각각 나타낸다. Table 1은 압축기 해석을 위한 입력조건을 나타낸다.

2.2 응축기 모델링

응축기는 냉매측과 공기측의 대류열전달과 관벽의 전도 열전달을 순차적으로 계산하는 차분법을 사용하였다. 응축기는 4-pass형으로 각 패스의 튜브수는 12-9-6-4로 배열되어 있다. Table. 2는 응축기 해석을 위한 입력

Table 1. Input conditions of compressor

Variable		Input value
Comp. displacement		80 cm ³
Comp. revolution		2000 rpm
Efficiencies	Volumetric eff.	0.6
	Isentropic eff.	0.75
	Mechanical eff.	0.9

조건을 나타내고, Fig. 2는 응축기 모델링을 위하여 구성된 패스와 유로 경로를 나타낸다. 그림에서 나타내는 0부터 12의 위치는 응축기내 유동특성을 고찰하기 위한 지점을 나타낸다. 냉매의 압력강하 계산을 위하여 단상유동은 Churchill의 상관식을 사용하였고, 이상유동은 Mac Adams의 상관식을 사용하였다. 응축기의 대류열전달 상관식은 공기측은 $Nu = 0.03Re^{0.8}Pr^{0.3}$ 으로 고려하였고, 냉매측은 단상의 경우 Gnielinski, 이상상태의 경우 Shah의 상관식을 사용하였다[9].

2.3 팽창장치 모델링

본 연구에서는 팽창장치는 실차조건과 동일하게 TXV를 고려하였다. Fig. 3에서 나타낸 바와 같이 증발기 출구 온도와 압력에 따라 TXV 개도가 열리고 닫히는 조건을 결정하도록 하고, 증발기 출구 압력에 따른 TXV 개도의 변위량 상관식을 이용하여 냉매질량 유량이 결정되도록 하였다. 이러한 상관관계에 대한 입력값은 Table 3에 나타내었다.

Table 2. Input conditions of condenser

Variable		Input value
Size	Width	525 mm
	Height	403 mm
	Depth	12 mm
Fin pitch		1.2 mm
Fin thickness		0.1 mm
Fin length		12 mm
Tube channel hydraulic diameter		1.2 mm

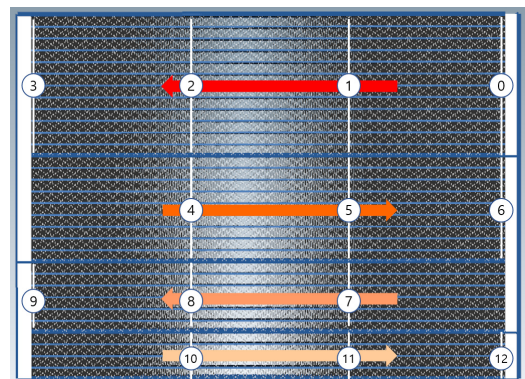


Fig. 2. Condenser shape for modeling.

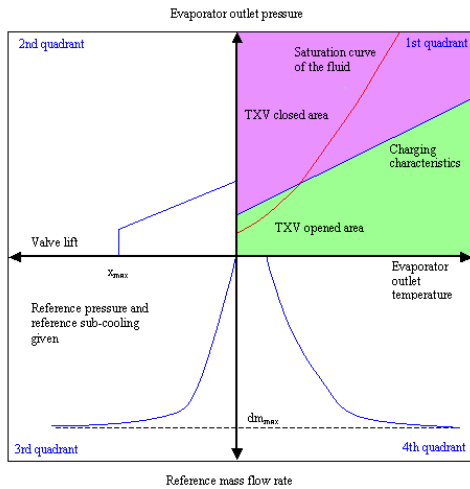


Fig. 3. Schematic diagram of condenser model.

Table 3. Input conditions of TXV

Evap. outlet temp. [°C]	Evap. outlet pressure [kPa]
-30	200
0	300
30	600
Valve lift [mm]	Evap. outlet pressure [kPa]
0	300
0.5	100
Valve lift [mm]	Ref. mass flow rate [kg/h]
0	0
0.5	300

2.4 증발기 모델링

증발기는 U-channel plate and fin 열교환기를 차분하여 순차적으로 계산하였다. Table. 4는 증발기 해석을 위한 입력조건을 나타내고 Fig. 4는 증발기의 외곽 형상과 환과 튜브의 구조를 나타낸다. 냉매의 압력강하는 증발과정은 Mac Adams의 상관식을 사용하였다. 대류 열전달은 $Nu = 0.08Re^{0.8}Pr^{0.33}$ 의 식을 이용하여 공기측을 고려하였고, 냉매측은 증발과정에서 Shah의 상관식을 사용하였다[9].

3. 결과 및 고찰

본 연구에서는 올레핀 계열의 R1234yf 냉매를 적용하여 자동차용 공조시스템 실차운전 조건에서 냉동사이

Table 4. Input conditions of evaporator

Variable		Input value
Size	Width	232 mm
	Height	175 mm
	Depth	71 mm
Fin pitch		1.6 mm
Fin thickness		0.18 mm
Fin length		9.2 mm
Tube channel hydraulic diameter		2.8 mm

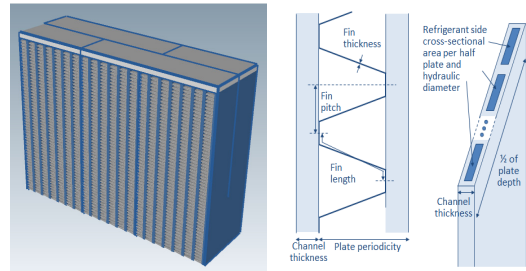


Fig. 4. Evaporator shape for modeling.

클을 시뮬레이션하였다. 기본 운전조건은 응축기 환 피치 1.2 mm, 외기온도 35°C에서 해석을 하였고, 사이클 특성을 분석하기 위하여 응축기 환 피치와 외기온도를 변화시키면서 사이클 특성을 분석하였다. 해석을 위한 운전 조건은 Table 5에 나타내었다.

Fig. 5는 외기온도 변화에 따른 압축기 입구와 출구측의 압력변화를 나타낸다. 외기온도가 30°C에서 40°C로 증가할수록 저단측 압력은 5.2%로 미세하게 상승하였으나, 고단측 압력은 24.4%로 크게 상승하여 사이클의 저단과 고단측 압력차가 증가하게 되어 전체적으로 압축비는 상승하였다.

Fig. 6은 외기온도 변화에 따른 냉방능력과 압축기 소비동력을 나타낸다. 외기온도가 30°C에서 40°C로 증가함에 따라 냉방능력은 3.1% 감소하였고, 압축기 입출구의 압력차가 커지면서 냉매를 압축하기 위한 압축기 소비동력은 17.1% 증가하였다.

Table 5. Operation conditions

Items		Operation conditions
Condenser	Fan speed	2000 rpm
	Fin pitch	0.8, 1, 1.2, 1.4 mm
Evaporator	Air flow rate	0.15 kg/s
Outdoor temperature		30°C, 35°C, 40°C
Indoor temperature		27°C

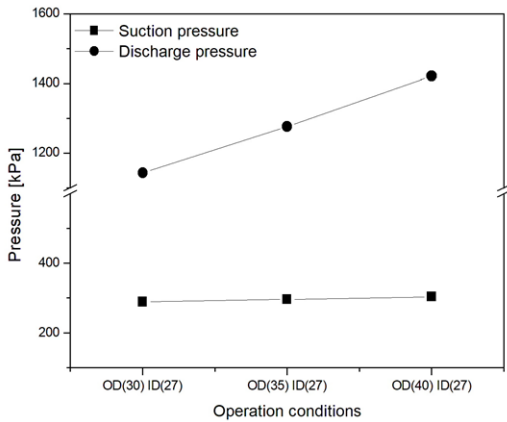


Fig. 5. Compressor pressure with the variation of operation conditions.

본 연구에서 응축기 해석을 위해 4-pass형으로 각 패스의 튜브수가 12-9-6-4로 배열된 Fin & Tube 열교환기를 고려하였다. Fig. 7에서 나타난 바와 같이 냉매가 pass 1에서 pass 4로 진행할수록 냉매의 열방출을 통해 건도는 점차로 감소하며, pass 4에서 도달해서는 냉매가 과냉상태에 이르는 것으로 나타났다.

Fig. 8은 응축기 흰 피치 변화에 따른 응축기의 방열량을 나타낸다. 응축기의 흰 피치를 0.8, 1.0, 1.2, 1.4 mm로 변화시키면서 해석한 결과 흰 피치가 1.0 mm 보다 작아질 때 응축기에서 방열량의 증대 효과는 거의 없는 것으로 나타났다. 흰 피치가 작아질수록 공기와 접하는 접촉면적이 증가함으로 열전달량은 증가하게 된다. 그러나 흰 피치가 너무 작을 경우 열교환기를 통과하는 공기의 접촉저항이 증가하여 공기측의 압력강하가 증가하

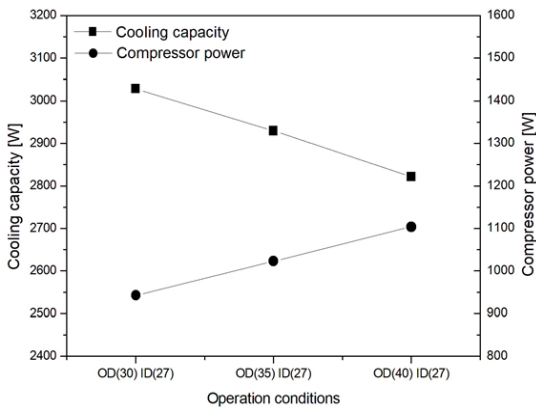


Fig. 6. Cooling capacity and compressor power with the variation of operation conditions.

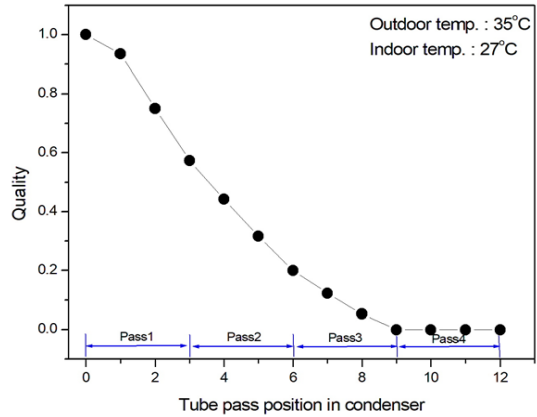


Fig. 7. Quality change through tube pass in condenser.

고 열교환기의 원가가 상승하게 된다. 여기서는 응축기의 방열량 및 통기저항을 고려했을 때 흰 피치가 1.0 mm에서 최적화된 것으로 분석되었다.

Fig. 9는 응축기 흰 피치 변화에 따른 사이클 특성을 분석하기 위해서 증발기의 냉방성능과 압축기의 소비동력 변화를 나타내었다. 응축기의 흰 피치가 증가하게 되면 응축기의 방열 능력이 떨어지게 되고, 냉동사이클의 고단축 압력이 증가하게 되어 압축기의 소비동력은 증가하고 시스템을 흐르는 질량유량이 감소하여 증발기에서 냉방용량은 감소하게 된다. 따라서, Fig. 10에서 나타난 바와 같이 응축기의 흰 피치가 증가할수록 시스템 COP가 최대 5.9% 까지 감소하는 것으로 나타났다. 응축기의 흰 피치가 1.0 mm 이하인 0.8 mm에서는 응축기의 방열량이나 증발기 냉방용량에 큰 변화가 없어 COP도 비슷하게 나타났다.

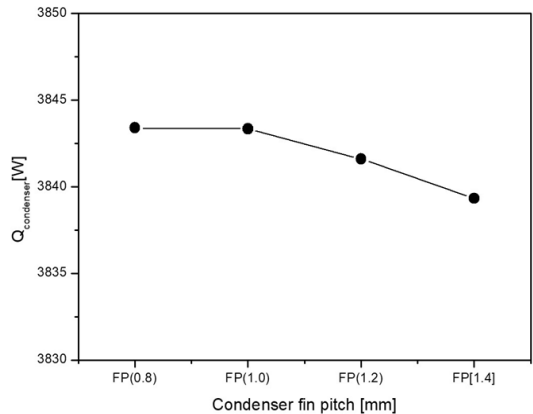


Fig. 8. Condenser capacity with variation of fin pitch.

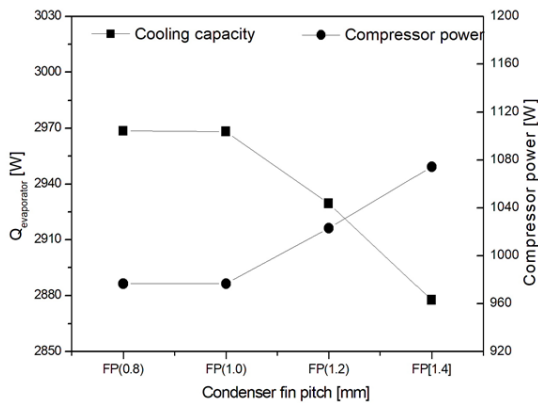


Fig. 9. Cooling capacity and compressor power with variation of fin pitch.

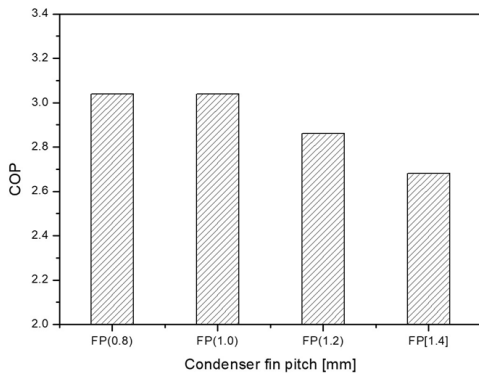


Fig. 10. COP with variation of fin pitch.

4. 결론

본 연구에서는 상용 소프트웨어인 Amesim을 활용하여 자동차 공조시스템을 모델링하여 냉동사이클 시뮬레이션을 다음과 같이 수행하였다.

- 1) 자동차 공조시스템 주요 부품인 압축기, 응축기, 증발기와 가면용량 팽창장치인 TXV와 내부열교환기를 적용하여 실차조건을 반영한 모델링 진행하여 자동차 공조시스템 해석을 수행하였다.
- 2) 외기온도가 30~40℃로 변할 때 냉방능력은 3.1% 감소하였고, 압축기 소비동력은 17.1% 증가하는 것으로 나타났다.
- 3) 특히, 응축기의 기하학적 형상 조건인 흰 피치 변화에 따른 방열량과 사이클 특성 변화를 분석하여 흰 피치가 1.0 mm일 때 가장 최적의 성능 특성을 나타내었다.

References

- [1] Global Environmental Change Report, "A Brief Analysis of the Kyoto Protocol", Vol.4, No.24, Dec. 1997.
- [2] M. Koban, "HFO-1234yf low GWP refrigerant LCCP analysis", *Proceedings of SAE world congress*, Detroit, USA, 2009
- [3] H. Hermann, R. Rene, "CO₂ as Refrigerant-Possible Applications", *4th IIR-Gustav Lorentzen Conference*, pp.43-50. 2000.
- [4] A. Hanfner, "Experimental Study on Heat Pump Operation of Prototype CO₂ Mobile Air Conditioning System", *4th IIR-Gustav Lorentzen Conference*, pp.177-184. 2000.
- [5] H. Cho, C. Ryu, Y. Kim, "Experiment -al Study on the Cooling Performance of a CO₂ Cycle with Internal Heat Exchanger", *Proceedings of the SAREK '2004 Winter Annual Conference*, pp.554-559, 2004.
- [6] H. Cho, H. Lee, C. Park, "Study on the performance improvement for an automobile air conditioning system using alternative refrigerant R1234yf", *Korea Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol.25, No.4, pp.201-207, 2013. DOI: <https://doi.org/10.6110/KJACR.2013.25.4.201>
- [7] G. Pottker, P. Hrnkak, "Effect of the condenser subcooling on the performance of vapor compression systems", *International Journal of Refrigeration*, Vol.50, pp.156-164, 2015. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.iirefrig.2014.11.003>
- [8] A. Mackensen, S. Klein, D. Reindl, "Characterization of refrigerant system compressor performacne", *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Purdue, 2002.
- [9] J. Dong, J. Chen, Z. Chen, W. Zhang, Y. Zhou, "Heat transfer and pressure drop correlations for the multi-louvered fin compact heat exchangers", *Energy Conversion and Management*, Vol.48, pp.15066-1515, 2007. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2006.11.023>

박 차 식(Cha-Sik Park)

[정회원]



- 1995년 2월 : 고려대학교 기계공학과 (공학사)
- 1997년 8월 : 고려대학교 기계공학과 (공학석사)
- 2007년 8월 : 고려대학교 기계공학과 열공학분야 (공학박사)
- 1997년 9월 ~ 2003년 2월 : 기아자동차 연구소 연구원

• 2008년 3월 ~ 현재 : 호서대학교 기계자동차공학부 교수

<관심분야>

열펌프, 공조설비, 신재생에너지