

히트펌프 실외기의 서리층 형성을 파악하기 위한 시뮬레이션

김종열[†]

동명대학교 냉동공조공학과

(2019년 11월 5일 접수: 2019년 12월 29일 수정: 2019년 12월 29일 채택)

Simulation to identify the frost formation of the heat pump outdoor unit

Jong-Ryeol Kim[†]

Department of Refrigeration & Air Conditioning Engineering

(Received November 5, 2019; Revised December 29, 2019; Accepted December 29, 2019)

요 약 : 본 연구는 한냉지에서 실외기에 서리가 형성되지 않는 난방이 가능한 히트펌프를 개발하고자 한다. 그래서 실내에서 -25°C 의 환경을 제공할 수 있는 항온기 및 실험챔버를 구성하였다. 실험장치 내에 설치된 히트펌프의 실외기 전면에 도달하는 공기의 특성을 파악할 필요가 있어 범용소프트웨어인 ANSYS CFX를 이용하여 유동해석을 하였다. 그 결과 시뮬레이션 조건(5.0~7.0 m/s)의 모든 영역에서 실외기 전방에 도달하는 공기의 유속이 자연상태와 다르게 분포함을 파악하였다. 따라서 실외기 전면에 일정한 공기 유속이 도달할 수 있도록 별도의 공기분배기를 추가 설치할 필요가 있다고 판단된다.

주제어 : 제상, 서리, 히트펌프, 실외기, 한냉지

Abstract : In this research, it is to find a method that frost does not form on the outdoor unit to develop a heat pump capable of heating in cold regions. For this reason, we produced an incubator capable of creating an environment of -25°C , and constructed an experimental apparatus so that experiments in the room were possible. However, it is necessary to grasp the characteristics of the air reaching the front of the heat pump outdoor unit installed in the experimental apparatus, and flow analysis was performed using ANSYS CFX, which is general-purpose software. As a result, the flow velocity of the air reaching the front of the outdoor unit in the outdoor unit chamber in the entire region of the simulation conditions (5.0 to 7.5 m/s) has many differences in the upper and lower portions, resulting in a natural state. It turned out that the condition can not be satisfied. Therefore, it is determined that it is necessary to additionally install a frequency divider at the front of the outdoor unit to make the flow velocity constant.

Keywords : Defrost, Frost, Heat pump, outdoor machine, Cold district

[†]Corresponding author
(E-mail: kjy804@nate.com)

1. 서론

저온에서 고온으로 열을 이동시키는 히트펌프의 난방능력은 외기온도가 저온으로 갈수록 급격히 떨어지는데 특히 -5°C 이하의 외기온도가 낮은 지역에서는 공기 중의 수증기가 실외기에 표면에 얼어붙는 착상(서리층)현상이 발생하여 열교환기 내의 냉매와 공기층 사이의 열전달을 방해하는 열저항으로 된다. 즉 공기유동면적을 감소시켜 팬에 발생하는 압력강하에서 팬의 소비동력이 증가하고, 이로부터 에너지 효율이 악화되어 시스템의 COP(Coefficient of Performance)가 감소되므로 서리를 제거하는 제상작업이 필요하게 된다. 열교환기에 형성된 서리층을 제거하는 제상 과정에서는 난방을 할 수 없으므로 실내 거주자는 당연히 온열감에 불쾌감을 느끼게 된다.

착상이 발생하면 실외기 코일의 증발능력 감소에 따른 난방능력의 감소를 가져오기 때문에 제상운전을 통해 서리를 주기적으로 제거해야 한다. 가장 일반적인 제상법으로 핫가스 제상법 혹은 역사이클 운전방법이라 하는데 이때는 앞에서도 설명하였듯이 난방을 할 수 없다. 특히 히트펌프 냉운수기의 경우, 제상기간동안 냉수가 생산되기 때문에 가급적 제상 사이클 운전횟수를 줄이기 위해 실외기 흰 형상, 부동액 도포, 열교환기 내장형 어쿠물레이터 개발 등 다양한 착상 지연방법이 연구되고 있다.

또한 실외기에 코일을 일부를 응축기로 전환하여 제상을 수행하되 일정 주기로 응축기로 작동하는 열을 바꿔가며 제상하는 교번 제상법도 연구되고 있다.

본 연구에서는 공기중의 수증기가 0°C 이하의 낮은 온도로 유지되는 실외기 냉각면과 접할 때

냉각면에 다공성 서리층이 형성되는 착상 현상을 방지하기 위해 실외기로 유입되는 외기의 수증기를 흡착제가 포함된 제습시스템을 통해 제거함으로써 서리가 형성되지 않는 히트펌프를 개발하고자 한다.

따라서 최저 -25°C 환경을 조성할 수 있는 향온기를 제작, 실내에서 실험이 가능하도록 실험장치를 구성하였다. 제작된 실험장치가 자연 상태의 실외기와 동일한 조건으로 유지되는지를 파악하기 위해 시뮬레이션을 통해 실험장치 내에 설치된 실외기 표면에서의 유동특성, 즉 온도, 압력, 기류분포를 파악하여 그 결과를 보고하고자 한다.

2. 시뮬레이션

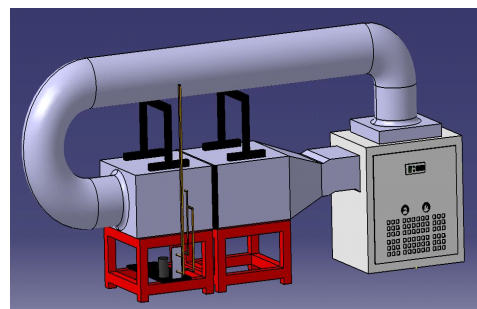
2.1. 시뮬레이션 개요

실험장치는 -25°C 의 저온 공기를 공급할 수 있는 향온기, 실외기가 위치한 테스트 챔버에 공기를 운반하는 곡면 덕트, 7평 기준의 히트펌프 실외기가 내장된 테스트 챔버로 구성하였으며, 외기온도의 변화에 따른 실외기 표면에서의 착상현상과 이에 따른 난방능력의 변화를 파악하고 착상현상을 방지하기 위한 방안을 모색하고자 한다.

한냉지에서의 난방이 가능한 히트펌프를 개발하기 위해서는 실험실에서 한냉지의 조건을 제공할 수 있는 실험장치를 구성해야 한다. 따라서 -25°C 의 공기를 공급할 수 있는 향온기를 Fig. 1의 왼쪽 그림과 같은 실험장치를 구성하였다. 향온기는 설정된 온도의 공기를 상단의 원형덕트를 통해 하단의 사각덕트 내에 설치된 실외기로 공급된다. 이때 공급되는 공기는 실외기의 전면에도달할 때 자연 상태의 실외기와 동일한 상태를



〈Heat Pump Experiment〉



〈3D diagram of heat pump experimental apparatus〉

Fig. 1. overview of outdoor unit chamber.

만족해야 한다. 따라서 실험실 내에 제작된 실험 장치가 자연 상태의 실외기와 동일한 조건인지 파악할 필요가 있다.

2.21. 시뮬레이션 방법

실험장치를 CATIA로 작성한 3D 모델을 ANSYS CFX 19.2를 이용하여 메쉬를 생성, 실외기 전면에 도달하는 기류분포 등 공기의 유동 특성을 시뮬레이션하고자 한다.

시뮬레이션 대상은 향온기에서 공급되는 공기 온도를 0°C에서 -25°C까지 5°C간격으로 구분하고, 또한 기류속도가 챔버내의 실외기 전면에 어떤 영향을 미치는가를 파악하기 위해 향온기에서 취출되는 공기의 유속을 5.0~7.0 m/s까지 0.5 m/s씩 변화시켜 시뮬레이션 하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1. 온도분포

향온기에서 공급하는 온도를 0°C, -5°C, -10°C, -15°C, -20°C, -25°C로 할 경우, 실외기를 통과한 공기의 온도를 시뮬레이션 한 결과를 나타낸 것이다.

Fig. 3은 0°C의 취출온도 조건에서 취출유속을 다르게 할 경우 모든 조건에서 0°C~-0.4°C의 온도변화를 나타냈다. 기류속도의 변화는 열교환기 전면의 온도변화에 영향을 미치지 않는다는 것을 알 수 있다.

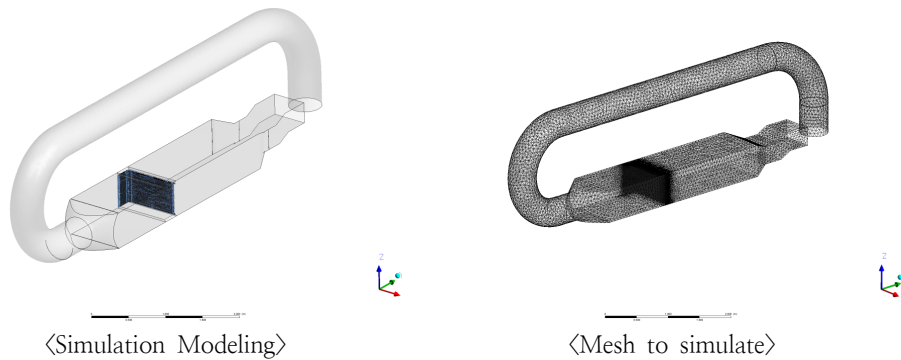


Fig. 3. Overview of outdoor unit chamber.

Table 1. CFD conditions

	Type	Value
CFD Code	ANSYS CFX Ver R19.2	-
Analysis method	Mesh type	Tetra-Prism
	Mesh count	1,690,377 [node]
	Turbulence model	k-Epsilon
	Heat Transfer model	Thermal Energy
	Advection scheme	High Resolution
	Convergence Residual Target	10 ⁻⁶
Boundary condition	Inlet	Velocity
	Outlet	Average Static Pressure
	Wall Cooling pipe	Temperature
	Reference Pressure	1.0 [atm]

Table 2. Simulation conditions

No.	Inlet Air Temperature(°C)	Inlet Air Velocity(m/s)	No.	Inlet Air Temperature(°C)	Inlet Air Velocity(m/s)
Case1	0	5.0	Case16	-15	5.0
Case2		5.5	Case17		5.5
Case3		6.0	Case18		6.0
Case4		6.5	Case19		6.5
Case5		7.0	Case20		7.0
Case6	-5	5.0	Case21	-20	5.0
Case7		5.5	Case22		5.5
Case8		6.0	Case23		6.0
Case9		6.5	Case24		6.5
Case10		7.0	Case25		7.0
Case11	-10	5.0	Case26	-25	5.0
Case12		5.5	Case27		5.5
Case13		6.0	Case28		6.0
Case14		6.5	Case29		6.5
Case15		7.0	Case30		7.0

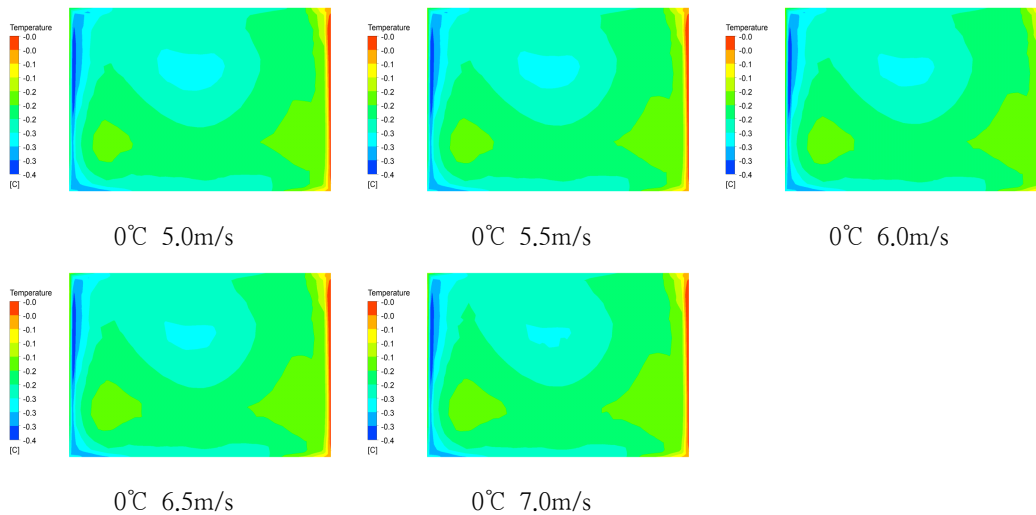


Fig. 3. Temperature change due to airflow at the rear of heat exchanger(0°C).

Fig. 4는 동일 조건의 취출기류에서 -0°C일 때의 열교환기 후면에서의 온도차는 최저 -0.4°C, 최고 -0.0°C로 -0.4°C, -5°C일 때는 최저 -5.0°C, 최고 -4.8°C로 -0.2°C의 편차, -10°C일 때는 최저 -10.0°C, 최고 -9.1°C로 -0.9°C의 편

차를, -15°C일 때는 최저 -15.0°C, 최고 -13.5°C로 -1.5°C의 편차가 있었으며, -20°C일 때의 온도 차이는 최저 -20.0°C, 최고 -17.9°C로 -2.1°C의 편차를, -25°C일 때는 최저 -25.0°C, 최고 -22.3°C로 -2.7°C의 편차를 나타냈다.

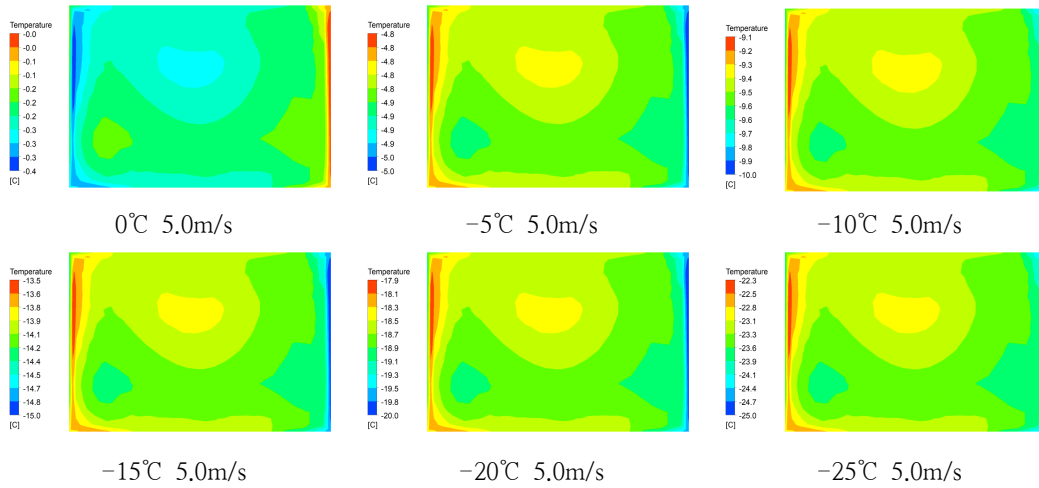


Fig. 4. Temperature change at the rear of heat exchanger according to temperature change of blow air(5.0 m/s)

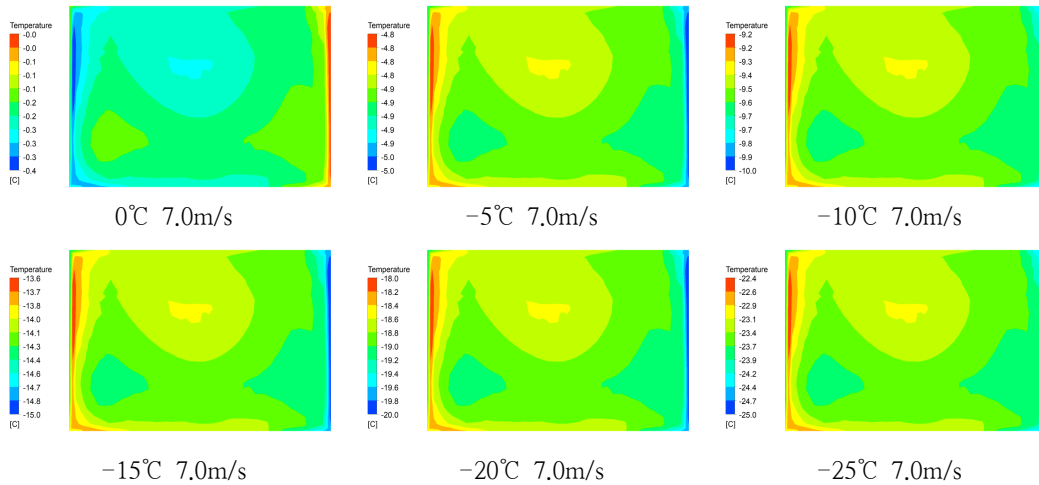


Fig. 5. Temperature change at the rear of heat exchanger according to temperature change of blow air(7.0 m/s)

Fig. 5는 0°C일 때의 열교환기 후면의 온도 차이는 최저 -0.4°C, 최고 -0.0°C로 -0.4°C의 온도폭을 나타냈으며, -5°C에서는 최저 -5.0°C, 최고 -4.8°C로 -0.2°C의 온도편차를 나타냈다. -10°C일 때는 최저 -10.0°C, 최고 -9.2°C로 0.8°C이었으며, -15°C일 때는 최저 -15.0°C, 최고 -13.6°C로 -1.4°C의 온도편차를 나타냈다. -20°C일 때는 최저 -20.0°C, 최고 -18.0°C로

-2.0°C이며, -25°C일 때의 온도 차이는 최저 -25.0°C, 최고 -22.4°C로 -2.6°C로 취출온도가 낮을수록 온도편차 커지는 것을 알 수 있다.

3.2 압력 분포

Fig. 6은 취출공기의 유속변화에 따른 열교환기 뒷면의 압력변화를 시뮬레이션한 결과이다.

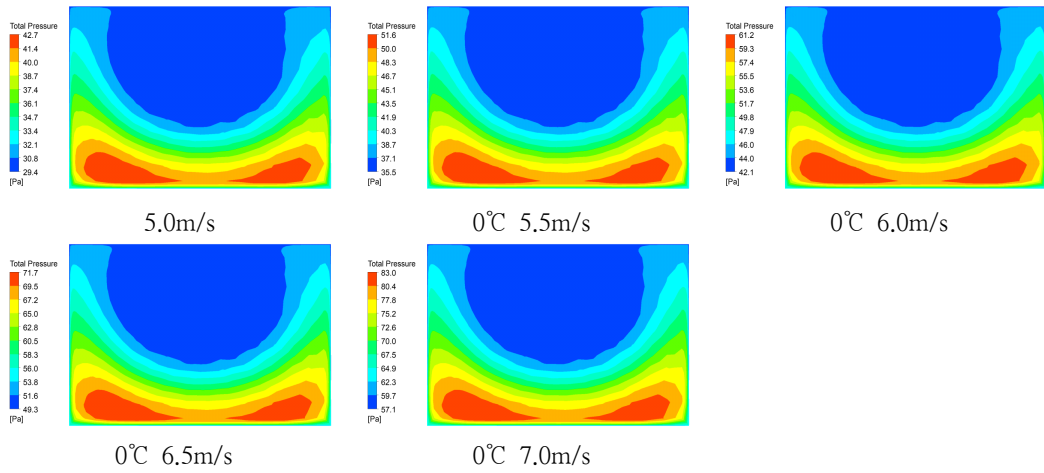


Fig. 6. Pressure change due to airflow at the rear of heat exchanger(0°C).

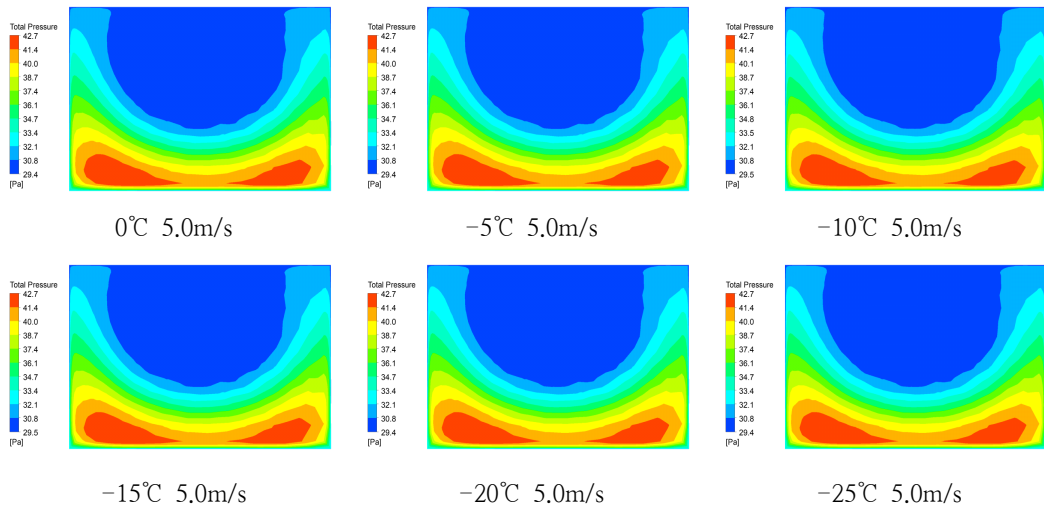


Fig. 7. Temperature change at the rear of heat exchanger according to temperature change of blow air(5.0 m/s)

즉 열교환기 뒷면의 압력변화를 살펴보면 5.0 m/s에서의 압력 분포는 최고 42.7 Pa, 최저 29.4 Pa로 13.3, 5.5 m/s에서의 압력 분포는 최고 51.6 Pa, 최저 35.5 Pa로 16.1, 6.0 m/s에서의 압력 분포는 최고 61.2 Pa, 최저 42.1 Pa로 19.1, 6.5 m/s에서의 압력 분포는 최고 71.4 Pa, 최저 49.3 Pa로 22.1, 7.0 m/s에서의 압력 분포는 최고 83.0 Pa, 최저 57.1 Pa로 25.9의 압력 분포를 나타낸다.

-0°C일 때의 열교환기 후면의 압력 차이는 29.4 Pa, 최고 42.7 Pa로 13.3 Pa의 압력편차를 나타냈으며, -5°C, -10°C, -15°C, -20°C, -25°C일 때 모두 동일한 압력편차를 나타냈다.

-0°C일 때의 열교환기 후면의 압력 차이는 57.1 Pa, 최고 83.0 Pa로 22.9 Pa로, -5°C, -10°C, -15°C, -20°C, -25°C 모두 동일하게 최저 57.1 Pa, 최고 83.0 Pa로 22.9 Pa의 압력편차를 나타냈다.

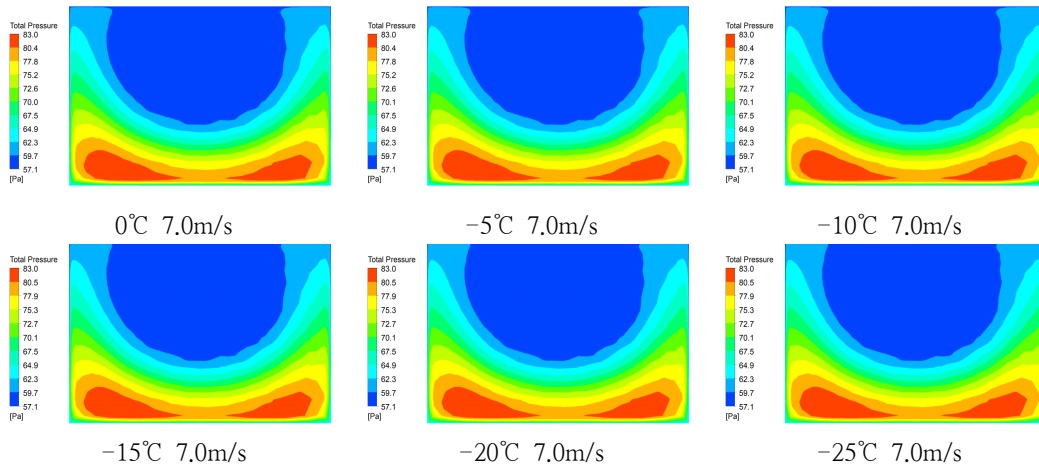


Fig. 8. Temperature change at the rear of heat exchanger according to temperature change of blow air(7.0 m/s)

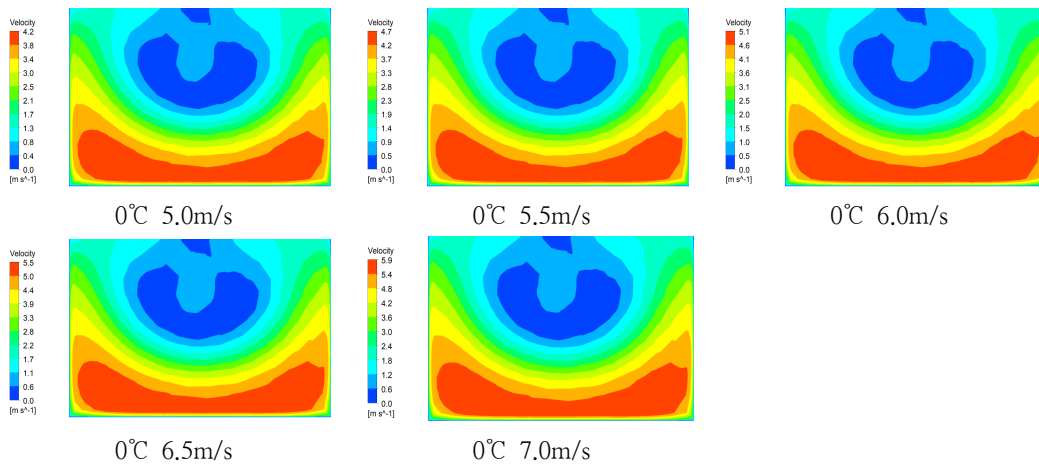


Fig. 9. Airflow change due to airflow at the rear of heat exchanger.

3.3 기류 분포

Fig. 9는 0°C의 취출온도 조건에서 기류속도를 다르게 할 경우 열교환기 전면에 분포되는 유속 변화를 나타낸 것이다.

5.0m/s에서의 기류속도는 최고 4.2 m/s, 최저 0.0 m/s이며, 5.5m/s에서의 기류속도는 최고 4.7 m/s, 6.0m/s에서의 기류속도는 최고 5.1 m/s이었으며, 6.5m/s에서는 최고 5.5 m/s, 7.0m/s에서는 최고 5.9 m/s의 유속 분포를 나타냈다.

Fig. 10은 5.0 m/s의 취출유속에서 취출온도를 다르게 변화시킬 경우 열교환기 전면에 분포되는 유속변화를 나타낸 것이다. 0°C에서의 기류속도는 최고 4.2 m/s, 최저 0.0 m/s이며, -5°C, -10°C, -15°C, -20°C, -25°C에서도 기류속도는 동일한 분포를 나타낸다.

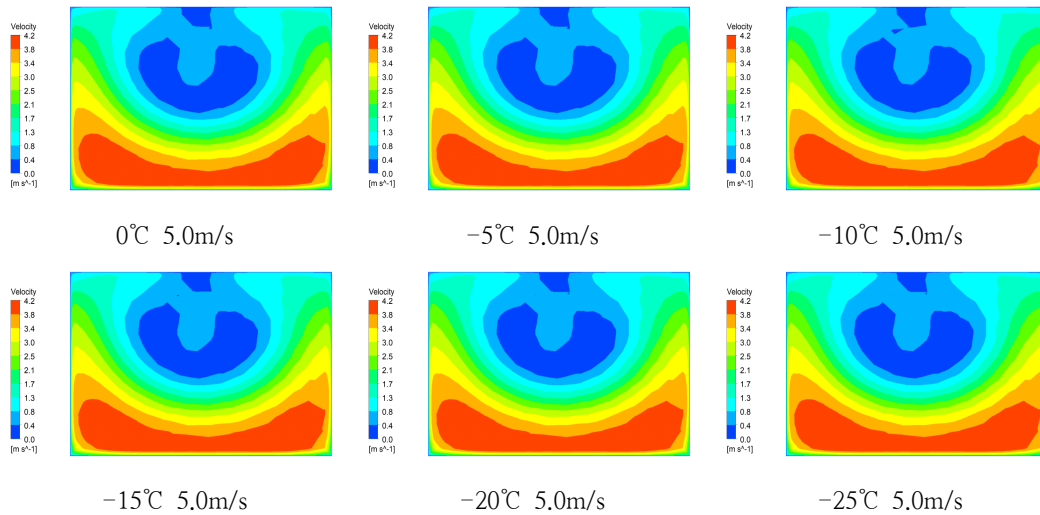


Fig. 10. Temperature change at the rear of heat exchanger according to temperature change of blow air(5.0 m/s)

4. 결론

최저 -25°C 의 환경을 조성할 수 있는 향온기를 제작하여, 계절의 변화에 상관없이 실내에서 히트펌프의 성능을 실험할 수 있는 실험장치를 구성하였으며, 제작된 실험장치가 자연상태의 실외기와 동일한 조건으로 실험이 가능한 것인지를 분석하기 위해 실험에 앞서 시뮬레이션을 실시하였다. 그 결과 실험장치 내에 설치된 실외기 표면에서의 유동특성, 즉 온도, 압력, 기류분포는 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 동일 취출온도에서는 취출 유속을 변화시킬 경우 실험장치 내의 실외기 전면부에 온도변화는 나타나지 않았다.
- (2) 동일 취출유속에서는 취출온도가 낮을수록 실험장치 내의 실외기 전면부에 온도 편차는 크게 된다는 것을 알 수 있었다.
- (3) 동일 취출온도에서는 취출 유속을 변화시킬 경우 실험장치 내의 실외기 후면부에 온도변화는 취출온도가 낮을수록 온도편차는 크게 나타났다.

(4) 실외기의 후면부 압력분포의 경우 취출온도에 의한 영향은 나타나지 않았으며, 취출유속이 클수록 압력분포의 차이도 크다는 것을 알 수 있었다.

(5) 실외기 전면부의 기류 분포는 압력분포와 동일하게 취출온도와는 관계없으며, 유속에 따라 변화폭이 크다는 것을 알 수 있었다.

즉 시뮬레이션 조건(5.0~7.5 m/s)전 영역에서 실외기 챔버내의 실외기 전면에 도달하는 공기의 유속이 상부와 하부에 많은 차이가 발생하여 자연상태의 조건을 만족할 수 없다는 것을 알게 되었다. 또한 압력분포 역시 유속과 마찬가지로 실외기 전면 상부측과 하부측의 편차가 너무 크게 발생하여 서리층 생성에 더 많은 영향을 미칠 것으로 판단된다. 이러한 결과를 바탕으로 본 실험장치는 자연상태에 있는 실외기와 동일한 상태라고 말할 수 없으며, 계절의 변화에 상관없이 실내에서 히트펌프의 성능을 실험하기 위해서는 실험장치를 재구성하든지, 아니면 실외기 전면에 유속을 일정하게 하는 분배기를 추가 설치해야 할 것으로 판단된다.

감사의 글

2019년도 한국연구재단의(No. 2018R1D1A1B07048601)의 지원을 받아 수행되었으며 이에 감사드립니다. 또한 2019년도 동명대학교 교내연구비로 진행되었습니다.

References

1. J. R. Kim, "Analysis of flow characteristics in the experimental apparatus using a heat pump outdoor unit", *2019 Spring Conference on The Korean Society of Applied Science and Technology*, p.151,(2019)
2. J. R. Kim, "CFD of experimental apparatus for analyzing frost in heat pump outdoor unit under cold condition", *The Society Of Air-Conditioning And Refrigerating Engineers Of Korea*, pp.798-802, (2019).
3. C. D. Jeon, "Performance Improvement Technology on a Continuous Heating Heat Pump at Frost Condition", *Korea Academy Industrial Cooperation society*, Vol.14, No. 2, pp.573-577, (2013)
4. K. S. Lee, S. Jhee, "Frosting and defrosting in heat exchangers", *The Society Of Air-Conditioning And Refrigerating Engineers Of Korea*, pp.421-422,(1998)
5. C. G. Lee, H. C. Suh, H. C. Noh and K. S. Park, "A Numerical Study on the Flow behavior Characteristics of Disk Type Heat Exchanger", pp.617-618, (2011)
6. J. R. Choi, N. K. Hur and N. H. Kim, "A Numerical Study on Heat Transfer Characteristics of Inclined-Flow Heat Exchanger Element for Sensible Heat Transfer", *The Society Of Air-Conditioning And Refrigerating Engineers Of Korea*, pp.7-13,(2012)
7. J. H. Park, J. Lee and B.J. Kim, "Numerical Study on the Enhancement of Heat Transfer Efficiency in the Air to Air Heat Exchanger", *Proceedings of the KFMA Annual Meeting*, pp. 257-258,(2013)
8. I. S. Yu, D. H. Shin, J. H. Oh, M. K. Shin, H. J. Lee and Y. S. Ko, "Design / Construction / Operation of Experimental Apparatus for Performance Evaluation of Heat Exchanger", *Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers - B*, Vol.43, No.4, pp.313-321,(2019)
9. Y. S. kwak, J. H. Jeong, "Influence of design change of heat exchanger on heat transfer performance according to heating part load", *The Society Of Air-Conditioning And Refrigerating Engineers Of Korea*, pp.397-400,(2018)
10. D. S. Shin, A, H. Seung and H.W.Kim, "Analysis of Thrust According to Nozzle Shape of Heat Exchanger", *The Korean Society of Propulsion Engineers*, pp.483-489,(2018)
11. M. S. Park, M. S, Kim, "A Study on the Seasonal Efficiency Estimation of an Air source heat pump according to the change of heat exchanger performance", *The Society Of Air-Conditioning And Refrigerating Engineers Of Korea*, pp.1-4, (2018)
12. M. J. Kim, S.H. Park, K.N. Cho, "Experimental analysis of local frost characteristics and heat transfer rate of the fin tube heat exchanger", *The Society Of Air-Conditioning And Refrigerating Engineers Of Korea*, pp.203-204,(2017)
13. C. W. Kim, Y. C. Ahn and G. T. Kim, "A Numerical Study on the Design of Exchanger for Desiccant Dehumidifier", *The Korean Society for Power System Engineering*, pp.54-62, (2013).
14. C. W. Park, C. D. Kang, "Characteristics of defrosting by electric heater on fin tube heat exchanger to supplying power", *The Society Of Air-Conditioning And Refrigerating Engineers Of Korea*, pp.68-71,(2015)
15. J. N, Seo, Y. I. Kim and K. S. Chung, "Dynamic Simulation of a Hybrid Cooling System utilizing Heat Pump, Desiccant and Evaporative Cooler", *Transactions of the*

- Korea society of Geothermal Energy Engineers*, Vol.7, No.1, pp.45-50, (2011).
16. N. M. Park, J. S. Shin, B. Y. Chung and B. S. Kim, "A New Dynamic VRF Heat Hump Simulation Including Frosting and Defrosting Models", *Transactions of the KSME C Industrial Technology and Innovation*, Vol.3, No.1, pp.1-13,(2015)