

## 응축수를 이용한 이동식 에어컨의 성능특성에 관한 연구

김재돌†

(원고접수일 : 2012년 6월 13일, 원고수정일 : 2012년 7월 4일, 심사완료일 : 2012년 7월 5일)

### A Study of Performance Characteristics on Portable Air Conditioner by Using Condensation Water

Jae-Dol Kim†

**요약**: 본 연구는 실내외기가 일체화된 이동식 에어컨을 대상으로 장치 운전 중 발생하는 응축수를 응축기에 분사한 경우, 응축수가 장치의 성능특성에 미치는 영향을 파악한 연구이다. 연구 결과 응축기 입출구 냉매온도 및 출구 공기온도는 응축수를 이용하지 않는 기존방식에 비해 낮게 유입 및 유출되어 응축수에 의해 상당한 응축부하가 처리되는 것을 알 수 있었다. 또한 동일한 조건에서 장치의 냉동능력과 성능계수는 평균 약 3%, 13~16%정도 높게 나타났으며, 압축기 소비동력 또한 약 27%정도 낮게 나타나 응축수를 이용한 경우가 주기적인 응축수 배출에 따른 문제점 해결 이외에도 장치의 성능향상에 크게 기여하는 결과를 얻을 수 있었다.

**주제어**: 이동식 에어컨, 응축수, 냉동능력, 성능계수

**Abstract**: This study presents the effect which the condensation water affects on performance characteristics of apparatus when the condensation water injects to the condenser. The experimental results are the following. The inlet · outlet refrigerant temperature in condenser and outlet air temperature showed a little lower than that of the existing method. Also, the refrigeration capacity and COP(coefficient of performance) increased about 3%, 13~16% and the compressor work decreased about 27% than that of the conventional method. So, these results contribute not only the performance improvement of apparatus but also the solution of problem according to the discharge of periodic condensation water.

**Key words**: Portable air conditioner, Condensation water, Refrigeration capacity, COP

#### 1. 서 론

현행 가정용이나 산업용 분리형 에어컨들은 실내기와 실외기가 배관으로 고정 설치되어 이동이 불가능하여 일정한 공간의 냉방만 수행함으로써 대공간의 작업장이나 냉방이 불가능한 국소 작업자들은 냉방의 도움을 받지 못하고 있다. 또한, 냉방기가 설치된 공간이라도 최소한의 작업자만 있어도 일정 공간 전체를 냉방해야하므로 에너지 절약적 관점에서 단점이 있다. 이와 같은 분리형 에어컨의 단점을 해결하기 위해 개발된 이동식 에어컨

은 실내기와 실외기가 일체화되어 이동이 가능한 구조로 기존의 분리형 냉방기가 가지는 단점들을 충분히 해결하고, 지금까지 냉방의 혜택을 받지 못하는 산업용 국소 작업자들도 편리하게 이용할 수 있는 장점을 가지고 있다. 그러나 이러한 편의성에도 불구하고 장치 운전 중 증발기의 표면온도가 실내 공기의 노점온도 이하로 내려가 증발기 핀과 코일에 결로가 발생되고, 발생된 응축수는 수집통에 모아 일정한 간격으로 반복하여 외부로 배출해야 하는 불편함이 있다. 이러한 문제점을 해결

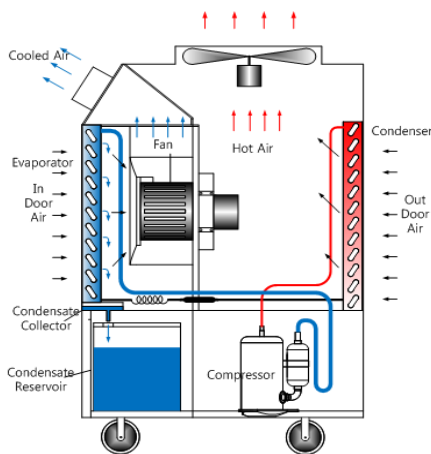
† 교신저자(동명대학교, 공과대학, 냉동공조공학과, E-mail: kjd@tu.ac.kr, Tel: 051-629-1682)

하기 위해서 응축수 출구에 드레인 호스를 연결하여 응축수를 배출하기도 하지만, 이 경우에는 이동식 에어컨의 이동에 제약을 받는 문제점이 또한 발생하게 된다[1-3]. 따라서, 본 연구에서는 기존의 이동식 에어컨 사용시 발생하는 응축수 처리 문제를 해소하고, 차가운 응축수를 응축기에 분사할 경우, 응축수가 장치의 성능특성에 미치는 영향을 파악하여 응축수를 이용한 이동식 에어컨 개발에 관한 기초 자료를 확보하고자 하였다.

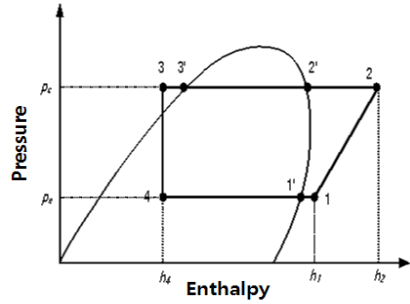
## 2. 이동식 에어컨 사이클 이론

### 2.1 기존 에어컨

증기압축식 냉동사이클을 채용한 이동식 에어컨은 냉매가 증발할 때 주위로부터 증발에 필요한 잠열을 빼앗아 저온을 얻게 되는 냉방기기로서 **Figure 1**에서와 같이 압축기에서 압축된 고온 고압의 냉매 증기는 응축기로 들어가 냉각팬의 구동에 의해 외부 공기와 열교환되어 응축 액화된다. 이때 압축기 토출 냉매는 과열증기 상태로 **Figure 2**의 ②가 된다. 이러한 과열증기 상태의 냉매는 응축기를 통과하면서 ②'점에서 포화상태로 되고, ③'지점에서 응축이 완료되어 완전한 액상태로 되며, 응축 완료 후, 주위 공기와 열교환하여 ③지점까지 과냉각이 된다. 이때, ③'에서 ③까지의 온도차를 과냉각도라 하며, 이러한 과냉각도가 증가할수록



**Figure 1:** Schematic diagram of the current portable air conditioner.



**Figure 2:** p-h diagram of the current portable air conditioner.

냉동능력이 증대되어 장치의 효율이 높아진다. 그리고 응축된 냉매는 팽창장치를 통과하면서 압력 및 온도가 떨어져 ④와 같은 상태의 저온 저압이 되어 증발기로 유입된다[4-5].

### 2.2 응축수 이용 에어컨

응축수 이용 에어컨은 기존 에어컨의 응축수 문제에 따른 불편함을 해소함과 동시에 장치의 효율을 향상시킬 수 있도록 한 에어컨을 말한다. 장치의 구성과 작동원리는 기존 장치와 큰 차이가 없으며, 응축수 이용 장치가 추가된 **Figure 3**과 같이 구성되어 있다. 그림에서와 같이 증발기에서 응축된 응축수는 1차 응축수 저장통에 저장되고, 일정 수위에 도달하면 응축수 펌프가 작동되어 2차 응축수 저장통으로 이송되어 저장통 하부에 설치된 노즐에 의해 응축기로 분사되는 원리이다. 이때, 분사되는 응축수는 약 8℃정도로 응축기 전열관 및 팬을 타고 내리면서 응축기로 유입되는 고온의 냉매와 열교환되고, 응축기 팬에서 공급되는 공기와 함께 외부로 배출되는 구조이다[6-7]. 응축기에서 응축수와 냉매 가스와의 열교환은 현열 교환뿐만 아니라, 응축수의 증발에 의한 잠열교환도 발생하게 되어 **Figure 4**의 p-h선도 상에서와 같이 장치의 응축온도 및 압력강하도 도모하게 된다. 그리고 응축기 출구 냉매의 상태는 ③에서 ③'으로 변하게 되고, 냉매 과냉각도 또한 증가하게 된다.

과냉각도 증가는 증발기 입구 냉매의 건도 및 엔탈피가 감소됨으로서 냉각열량은 기존의  $h_1-h_4$ 에서  $h_1-h_4''$ 으로 증가하게 된다. 또한, 압축기에서의 압축일량도  $h_2-h_1$ 에서  $h_2'-h_1$ 으로 감소하게 된다

[8-9].

이상의 기존장치 및 응축수 이용 장치의 냉동효과, 압축일량 및 성능계수를 비교하여 정리하면 Table 1과 같다.

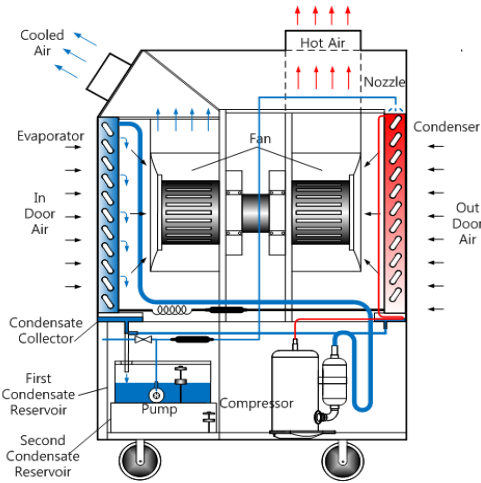


Figure 3: Schematic diagram of the air conditioner by using condensation water.

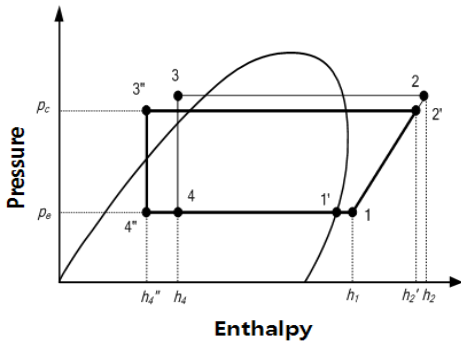


Figure 4: p-h diagram of the air conditioner by using condensation water.

Table 1: Comparison of current(A-type) and using condensation water air conditioner(B-type)

Item	A-type	Comparison	B-type
Ref. effect	$h_1 - h_4$	<	$h_1 - h_4'$
Comp. work	$h_2 - h_1$	>	$h_2' - h_1$
COP	$\frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$	<	$\frac{h_1 - h_4'}{h_2' - h_1}$

### 3. 실험장치 및 방법

#### 3.1 실험장치

본 연구에 사용된 이동식 에어컨은 Figure 3에서와 같이 한 대의 장치로 응축수를 분사하지 않는 기존 사이클과 장치 운전 중 발생하는 응축수를 응축기에 분사 할 수 있도록 한 사이클로도 구동할 수 있도록 제작하였다. 장치의 냉동능력은 1.1RT, 소비동력 1.4kW, 사용 냉매는 R-22로 장치의 주요 구성요소는 그림에서와 같이 로타리형 압축기, 플레이트 핀 코일형 응축기 및 증발기, 증발기와 응축기 일체형 팬 구동용 모터, 응축수 분사용 펌프, 응축수 탱크 및 장치 구동용 제어장치로 구성되어 있다.

Figure 5는 본 연구에 사용된 이동식 에어컨의 전면부(a) 및 후면부(b)와 응축수 분사 노즐(c) 및 분사용 펌프(d)를 각각 나타낸다.

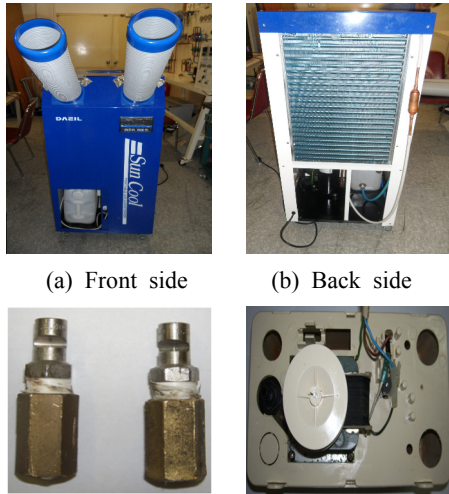
#### 3.2 실험방법

실험은 동일한 외기 조건에서 증발기 출구 공기 취출온도를 12℃로 설정한 상태에서 응축수를 분사하지 않는 기존방식으로 운전하는 경우와 증발기에서 발생된 약 8℃정도의 응축수를 분당 1ℓ 정도로 분사한 경우, 크게 두가지로 나누어 실시하였다. 이와 같은 실험조건에서 응축기 및 증발기 입출구 공기온도 및 냉매온도, 압축기 소비동력, 냉동능력 및 성능계수 등을 평가하였다. 실험시 장치 각부의 냉매 및 공기온도는 c-c 열전대를 부착하여 데이터로그(YOKOGAWA MX100)에 의해 측정하였으며, 획득된 결과는 데이터의 신뢰성 확보를 위해 평균하여 처리하였다. 그리고 압축기가 소비한 동력(AW)은 파워미터(YOKOGAWA WT230)가 측정된 값을, 장치의 냉동능력(Q)은 식 (1)과 같이 계산하였고, 성능계수(COP)는 식 (2)와 같이 계산하였다.

$$Q = M \cdot c_p \cdot \int_{T_{in}}^{T_{out}} dt \tag{1}$$

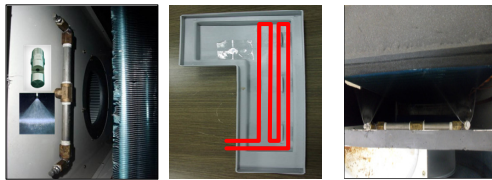
$$COP = Q / AW \tag{2}$$

여기서, M은 증발기 취출 공기량(kg)을,  $T_{in}$ 과  $T_{out}$ 은 증발기 입출구 공기온도(℃)를,  $c_p$ 는 공기의 정압비열(kcal/kg℃)을 각각 나타낸다.



(a) Front side (b) Back side  
(c) Injection nozzle (d) Cond. water pump  
Figure 5: Photo of experimental apparatus.

Figure 6은 실험장면을 나타낸 것으로 (a)는 응축수 분사를 위해 설치한 노즐과 응축수 수집기로 분사된 응축수 대부분은 응축기 전열관과 핀을 타고 내리면서 응축기로 유입되는 바람과 함께 증발 배출되지만 일부는 흘러 내려 하부의 응축수 수집기에 저장된다. 이때, 수집기 하부 바닥에는 압축기에서 토출된 고온고압의 냉매배관이 설치되어 흘러내린 잔여 응축수를 증발시킴과 동시에 1차



(a) Nozzle and gutter (b) Condensate injection



(c) Data acquisition

Figure 6: Photo of experiment.

열교환 후, 응축기로 유입될 수 있도록 하였다. 그림 (b)는 응축수를 노즐에 의해 응축기로 분사하는 장면을 그리고 (c)는 데이터 획득 장면을 각각 나타낸다.

## 4. 실험결과

### 4.1 온도특성 비교

Figure 7은 실온을 22℃정도로 동일하게 유지한 상태에서 응축수를 분사하지 않은 기존방식으로 운전한 경우와 장치 운전 중 발생하는 응축수를 연속적으로 응축기에 분사한 경우, 응축기 입출구 냉매 온도변화를 나타낸 결과이다. 그림에서와 같이 입구 냉매온도의 경우, 응축수를 분사한 경우에는 응축기 하부에 설치된 응축수 수집기에서 1차 냉각되어 약 80℃로 응축기에 유입되는 것을 알 수 있다. 즉, 기존방식으로 운전되는 경우에 비해 약 20℃정도 냉각되어 유입되며, 출구 냉매온도의 경우에도 응축수 분사가 없는 경우에는 약 52℃였으나 응축수를 분사하는 경우에는 약 40℃까지 낮아지는 것을 알 수 있다. 이와 같은 결과는 응축기에 분사된 응축수는 응축기의 전열관과 핀 표면을 타고 내리면서 응축기로 유입되는 냉각공기와 함께 증발하면서 2차로 현열과 잠열을 동시에 빼앗아 외부로 배출됨으로서 응축능력이 기존방식에 비해서 상당히 증가하는 것으로 판단된다.

Figure 8은 상기와 동일한 조건과 방법으로 증발기 및 응축기 출구 공기 온도변화를 나타낸 결과이다. 그림에서와 같이 응축수를 분사한 경우에는

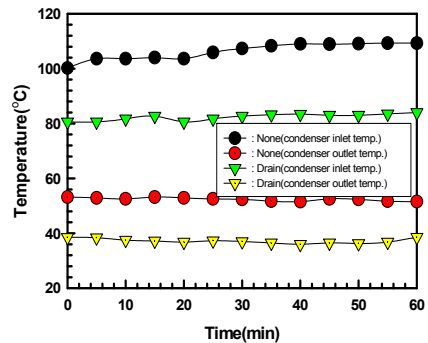


Figure 7: Comparison of the condenser inlet and outlet refrigerant temperature.

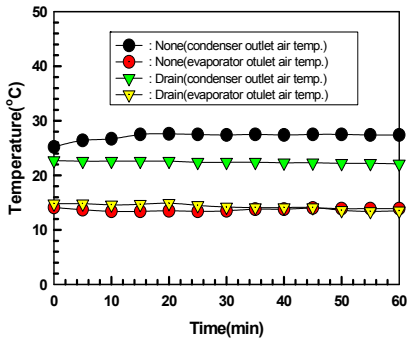


Figure 8: Comparison of the evaporator and condenser outlet air temperature.

응축기 출구 공기온도가 기존 방식에 비해서 약 5~8℃정도 낮게 나타났다. 이와 같은 결과는 응축수를 분사할 경우, 응축수에 의해 상당한 응축부하가 처리되는 것으로 판단되며, 증발기 취출공기 온도는 응축수 분사에 거의 영향을 받지 않는 것으로 나타났다.

4.2 성능특성 비교

Figure 9는 동일한 조건에서 상기 식(1)을 이용하여 두가지 방식으로 운전한 경우, 장치의 냉동능력을 나타낸 결과이다. 그림에서와 같이 응축수를 분사한 경우가 분사하지 않은 경우에 비해 평균 약 3%정도 냉동능력이 증가하는 것으로 나타났다. 이와 같은 결과는 응축수를 분사할 경우 상기 Figure 7의 응축기 출구 냉매온도의 결과에서와 같이 응축수에 의한 냉매의 과냉각도 증가에 기인한 결과로 판단된다.

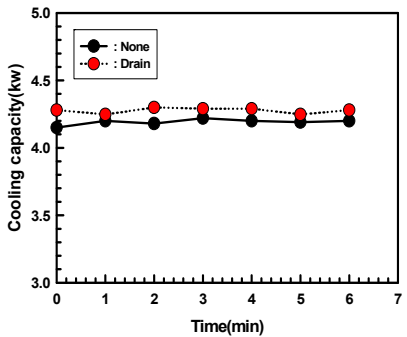


Figure 9: Comparison of the cooling capacity.

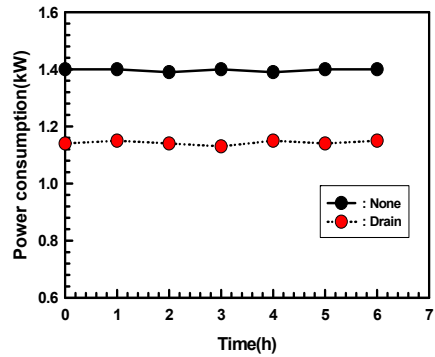


Figure 10: Comparison of the compressor power.

Figure 10은 동일한 조건에서 두가지 방식으로 운전한 경우 압축기가 소비한 동력을 파워미터로 측정된 결과이다. 그림에서와 같이 응축수를 분사하지 않은 기존 운전방식에 비해 응축수를 분사한 경우가 약 27%정도 소비동력을 적게 소비하는 것으로 나타났다. 이와 같은 결과는 상기 Figure 7의 결과에서와 같이 응축수를 분사할 경우, 응축수로 유입되는 고온고압의 냉매가 응축수 수집기에서 1차 냉각되고, 2차적으로 응축기 전열관과 핀을 타고 내리면서 냉각됨에 따라 기존방식에 비해 응축온도와 압력을 낮춘 결과로 판단된다.

Figure 11은 상기의 냉동능력과 압축기가 소비한 동력을 식(2)을 이용하여 계산한 장치의 성능계수를 나타낸 결과이다. 그림에서와 같이 응축수를 이용하지 않은 기존방식은 약 3.0정도를 나타내었으며, 응축수를 이용한 경우에는 약 3.5정도를 나타내었다. 이와 같은 결과는 응축수를 이용한 경우에는 상기의 결과에서와 같이 응축압력 저하에 따른 압축기 소비동력의 감소와 응축수와의 열교환에 의한 냉매 과냉각도의 증대에 따른 냉동능력의 증가로 판단된다. 두가지 방식의 경우 성능계수의 차이는 약 13~16%정도로 응축수를 이용하는 경우가 주기적인 응축수 배출 문제 해결 이외에도 장치의 성능향상에도 크게 기여하는 결과를 얻을 수 있었다.

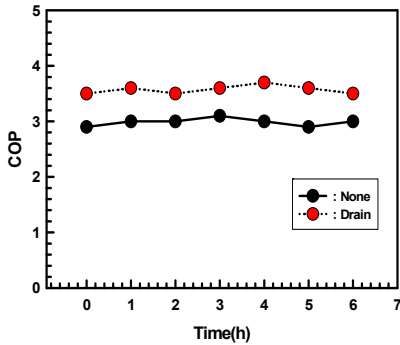


Figure 11: Comparison of the COP.

### 5. 결 론

이동식 에어컨을 대상으로 장치 운전 중 발생되는 응축수를 응축기에 이용한 경우, 장치의 특성을 파악한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 장치 운전 중 발생되는 응축수를 분사한 경우, 응축기 입구 냉매온도는 응축수 수집기에서 1차 냉각되어 기존방식에 비해 약 20℃정도 낮게 유입되었고, 응축기 출구 냉매 및 공기온도 또한 분사된 응축수가 응축기 전열관 및 핀 표면을 타고 내리면서 유입되는 냉각 공기와 함께 증발되어 현열과 잠열 교환이 동시에 발생됨으로서 각각 약 12℃, 5~8℃정도 낮아져 응축수에 의해 상당한 응축부하가 처리되는 것을 알 수 있었다.

2. 동일한 조건에서 두가지 방식으로 운전한 경우, 장치의 냉동능력은 응축수를 분사한 경우, 평균 약 3%정도 냉동능력이 증가하였으며, 응축압력의 저하로 압축기 소비동력은 약 27%정도 적게 소비하는 것으로 나타났다. 이와 같은 결과를 바탕으로 장치의 성능계수를 파악한 결과 약 13~16%정도로 응축수를 분사한 경우가 주기적인 응축수 배출 문제 해결 이외에 장치의 성능향상에도 크게 기여하는 결과를 얻을 수 있었다.

### 후 기

본 연구는 2011학년도 동명대학교 교내학술연구비 지원에 의하여 연구되었음.(과제번호 : 2011A012)

### 참고문헌

[1] W. I. Kang, "History of air conditioner",

KARSE, vol. 18, no. 4, pp. 34-43, 2001.

[2] Frank M. White, Fluid Mechanics, McGraw Hill 3th Edition, pp. 361-410, 1995.

[3] ASHRAE, Refrigeration Systems and Applications, pp. 31-325, 1990.

[4] J. I. Yoon and J. D. Kim, Refrigeration Equipment Engineering, Taehoon Pub., 1999.

[5] H. D. Park, "Principles and characteristics of the heat pump", SAREK, vol. 14, no. 3, pp. 242-252, 1985.

[6] Cavallini, A. and Zecchin R., "A dimensionless correlation for heat transfer in forced convection condensation", Proc, 6th Int. Heat Transfer Conf. Tokyo, vol. 3, pp. 309-313, 1994.

[7] M. B. Jung, "Performance of improved device using condensate water on air conditioner", KIPRIS, IPC Cord F24F 1/100, 2000.

[8] H. Sung, "Out door cooling system of split air conditioner using condensate water", KIPRIS, IPC Cord F24F 11/00, 1998.

[9] Kruse, H., "European research and development concerning CFC and HFC substitution", ASHRAE/NIST Refrigerants Conference, pp. 41- 54, 1997.