

부분부하 조건에서 히트펌프의 운전변수 최적화를 통한 냉방계절성능(SEER) 향상에 관한 실험적 연구

An Experimental Study on the Performance Improvement of the Seasonal Energy Efficiency Ratio(SEER) of a Heat Pump by Optimizing Operating Parameters under Partial Load Conditions

최성경(Sungkyung Choi)¹, 이상현(Sang Hun Lee)¹, 김선재(Sunjae Kim)¹, 김용찬(Yongchan Kim)^{2*}
¹고려대학교 기계공학과 대학원, ²고려대학교 기계공학과

¹Department of Mechanical Engineering, Graduate School Korea University, Seoul, 02841, Republic of Korea

²Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul, 02841, Republic of Korea

(Received December 15, 2016; revision received December 29, 2016; Accepted: January 4, 2017)

Abstract Performance factors such as the EER(Energy Efficiency Ratio) and the COP (Coefficient of Performance) are being replaced by seasonal energy efficiency factors, like the SEER (Seasonal EER) and the SCOP (Seasonal COP) to evaluate the performance of a heat pump by the time of the year. Seasonal performance factors, such as the CSPF (Cooling Seasonal Performance Factor) and the HSPF (Heating Seasonal Performance Factor) are used to describe the heat pump's performance during the cool and hot seasons. In this study, the optimization of all heat pump's operating parameters was experimentally conducted to enhance the SEER based on the EU standard (EN 14825). Moreover, the SEER was improved by the compressor frequency, as well as indoor and outdoor fan speeds. In addition, the performance characteristics of the heat pump were studied under partial load conditions. As a result, the SEER was enhanced by 17% when the compressor frequency was optimized. An additional 2% improvement was achievable with the optimization of indoor and outdoor fan speeds.

Key words Seasonal Energy Efficiency Ratio(SEER), Optimization(최적화), Compressor speed(압축기 운전 속도), Indoor fan speed(실내팬 속도), Outdoor fan speed(실외팬 속도), Part load(부분부하)

† Corresponding author, E-mail: yongckim@korea.ac.kr

기호설명

COP : Coefficient of performance, 성능계수
Cru : 운전율
EER : Energy Efficiency Ratio [kW/kW]
PLR : Part load ratio, 부분부하율
Q_C : 기준 연간 냉방수요량 [kWh]
Q_{CE} : 연간 소비전력량 [kWh]
Q_{eva} : 냉방능력 [kW]
SEER : Seasonal Energy Efficiency Ratio [kWh/kWh]
T_j : Bin 온도 [°C]
W : 소비전력 [kW]

하첨자

bin : 빈 온도
CK : 크랭크케이스 히터
i : 입구

o : 출구
OFF : Off 모드
on : 운전 모드
ref : 냉매 측
SB : 대기
TO : 열전대 off

1. 서 론

오늘날 여러 국가들이 전력 수급, 기후변화 대응 등 에너지에 관한 다양한 문제에 직면하고 있다. 이를 해결하기 위한 방안으로 에너지 효율의 중요성이 강조되고 있으며, 특히, 주거 단지에서 전력소비량이 높은 비중을 차지하고 있는 공조장치 전력량 감소에 관심이 집중되고 있는 상황이다. 또한, 생활수준 향상과 인버터형 압축기 개발로 인해 계절에 상관없이 히트펌프를

사용하는 추세를 반영하여, 여러 국가의 규격 기관들은 공조장치의 효율평가 기준을 강화하고 있다. 한 예로, 특정 외기온도를 기준으로 평가한 효율인 EER(Energy Efficiency Ratio), COP(Coefficient of Performance) 대신, 연간 기후 데이터를 기반으로 도출되는 계절성능이 새롭게 도입되었으며, 이로 인해 새로운 효율지표인 계절성능에 관한 연구가 활발히 진행되고 있다.

Lee et al.⁽¹⁾은 정속운전과 인버터형 압축기를 사용하여 CSPF(Cooling Seasonal Performance Factor), HSPF(Heating Seasonal Performance Factor) 각각을 비교하였다. Park et al.⁽²⁾은 CSPF를 활용하여 직렬과 병렬로 구성된 하이브리드 지열 히트펌프의 성능을 비교하였다. 그 밖에 Palmiter et al.⁽³⁾는 스크롤 압축기를 사용하여 실내팬 속도에 따른 계절성능 변화에 대해 고찰하였다. 또한, In et al.⁽⁴⁾은 R-410A, R-32, R-446A 냉매를 이용하여 유럽규격 EN 14825⁽⁵⁾를 바탕으로 SEER, SCOP 평가 조건에서의 부분부하 성능 특성에 대한 연구를 수행하였다.

이처럼 현재 진행되고 있는 계절성능에 관한 연구의 대부분은 ISO 16358⁽⁶⁾에서 정의한 CSPF, HSPF에 초점을 맞춰 진행되어왔다. 그러나 ISO 16358 기준의 냉방계절성능 지표 CSPF는 가변 운전의 경우 35°C 외기조건에서의 정격, 중간, 최소 운전에 따른 각각의 냉방능력, 소비전력을 기반으로 도출되기 때문에, 외기온도에 따라 변화하는 히트펌프 성능 특성을 반영함에 어려움이 있다. 이러한 이유로 유럽연합(EU)은 EN 14825 규격을 기반으로 냉방 시 4개의 외기온도, 난방 시 5개의 외기온도에서 평가한 결과를 바탕으로 도출되는 계절성능 지표 SEER(Seasonal Energy Efficiency Ratio), SCOP(Seasonal Coefficient of Performance)를 도입하였으며, 2013년 1월부터 12 kW 이하급 히트펌프에 SEER, SCOP를 의무적으로 표기할 것을 공시하였다. 그리고 개정에 따라 기존 정격 조건에서 냉방 시 EER 3.2 이상, 난방 시 COP 3.6 이상을 충족해야 냉난방 각각의 부문에서 최상의 등급인 A등급을 확보할 수 있는 반면, SEER 8.5 이상, SCOP 5.1 이상을 충족해야 가장 높은 A+++ 등급을 받을 수 있다.

개정된 유럽규격의 냉방계절성능 SEER에 관한 특징은 외기온도에 따라 결정되는 4개의 각 평가조건에서의 부분부하와 냉방능력, 그리고 EER과의 관계를 고려해야 한다는 점이다. SEER은 부분부하 충족 여부를 강조한 지표로 각 평가조건에서 냉방능력은 부분부하 90% 이상을 충족해야 규격을 만족할 수 있으며, 110% 이하를 만족해야 측정된 EER에 페널티를 받지 않고 SEER 계산에 적용될 수 있다. 이러한 이유로 각 평가조건에서 냉방능력은 부분부하의 90%~110% 범위를 만족하고 최대 EER를 가질 때, SEER을 최대화 할 수 있으며, 이를 통해 평가조건에서 압축기, 실외팬, 실내팬 속도

와 같은 운전변수 최적화가 중요함을 알 수 있다.

본 연구에서는 최근 강조되고 있는 계절성능 지표와 개정된 유럽규격(EN 14825)을 바탕으로 히트펌프의 유럽형 냉방계절성능 SEER 향상을 위한 운전변수 최적화 과정에 초점을 맞춰 연구를 수행하였다. 특히, 각각의 부분부하 조건에서 압축기, 실외팬, 실내팬 속도와 같은 운전변수를 최적화함으로써 SEER을 최대화하고, 이때의 부분부하 조건별 성능 특성 변화와 운전변수 최적화에 따라 증가하는 SEER 변화에 대해서 고찰하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 1은 본 연구를 진행하기 위한 실험장치 개략도이다. 이 시스템에서는 정격 냉방용량 3.5 kW 급 열교환기를 사용하였으며, 인버터형 로터리(rotary) 압축기, 응축기, 팽창밸브, 증발기, 사방밸브를 사용하는 일반적인 히트펌프를 구성하였다. EN 14825에서 명시된 온도 조건으로 실험하기 위하여 향온 및 향습이 가능한 2개의 챔버에 각각 실내기와 실외기를 설치하였다. 작동 냉매는 현재 널리 쓰이고 있는 R-410A를 사용하였으며, 액압축을 방지하기 위해 압축기 입구 측에 어큐뮬레이터(accumulator)를 설치하였다. 실내외팬 속도는 별도의 컨트롤러를 통해 제어하였고, 운전변수와 외기로 인해 변화하는 과열도를 일정하게 유지할 수 있도록 전자식팽창밸브(EEV)의 스텝을 조절하며 실험하였다. 그리고 운전 중 시스템에 형성되는 사이클의 열역학적 특성 변화를 고찰하기 위해 질량유량계, T-type 열전대, 절대 압력 센서, 전력계를 설치하여 데이터로거를 통해 측정하였다. 전력계는 압축기 소비전력 측정을 위해 사용하였으며, 실내외팬의 소비전력은 별도의 전력계를 사용하여 측정하였다.

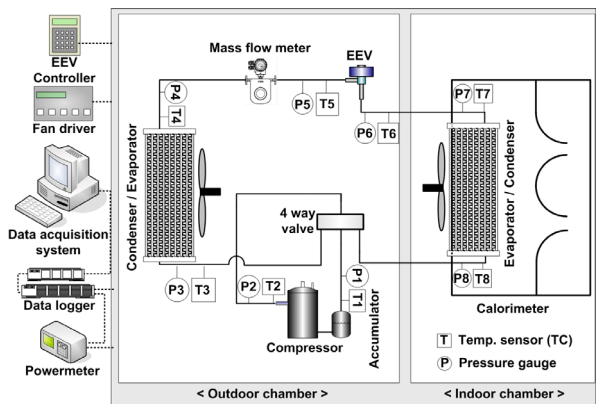


Fig. 1 Schematic of the experimental setup.

Table 1 Uncertainties analysis

Variables	Uncertainties(%)
Mass flow meter	0.36
T-type thermocouple	1.44
Pressure sensor(abs)	0.32
Cooling capacity	1.77
Power meter	3.74
EER	3.17
SEER	6.53

실험에 사용된 질량유량계는 Oval 사의 측정범위 0~120 kg/h의 질량유량계를 사용하였으며, T-type 열전대와 절대 압력센서의 측정 범위는 각각 -200℃~200℃, 0~4,500 kPa 범위의 계측기를 사용하였다. 그리고 계측기의 사양과 데이터 계측을 바탕으로 계산한 불확실도는 Table 1에 명시하였다.

2.2 실험조건 및 방법

유럽규격 EN 14825에 명시된 조건을 기반으로 SEER 평가조건에 해당하는 실내 DB 27℃, WB 19℃, 실외온도 35℃(A), 30℃(B), 25℃(C), 20℃(D)의 건구온도와 해당 온도의 60%에 해당하는 상대습도 조건에서 실험을 수행하였다.

정격조건에서 냉방용량 3.5 kW로 설계된 열교환기를 사용하여 실험장치를 구성하였으므로, 외기 35℃인 A조건(Full load)에서 냉방능력 3.5 kW를 만족하고, 최대 EER을 가지는 압축기 주파수와 실내외팬 속도를 도출하였다. 그리고 A조건의 냉방능력을 기준으로 선정된 나머지 3개의 부분부하 조건에서 운전율로 인한 페널티를 회피할 수 있도록 부분부하 90%~110% 사이의 냉방능력을 갖는 운전제어 범위를 선정하였다. 또한, 냉방능력이 110% 이상인 경우, 페널티를 최소화하기 위해 부분부하 대비 냉방능력의 비율을 최대한 낮출 수 있도록 운전제어 범위를 선정하였으며, 상세 제어 범위는 Table 2에 나타내었다.

A조건을 제외한 부분부하 조건에서 압축기, 실내외팬의 최적 운전변수를 찾기 위해 먼저, 부분부하 90%에 가까운 냉방능력을 갖는 압축기 주파수를 선정하였

Table 2 Ranges of the operating parameters

Condition	Comp. (Hz)	Indoor fan (rpm)	Outdoor fan (rpm)
A	56	1,650~1,950	600~1,050
B	32~40	1,650~1,950	450~900
C	18~26	1,200~1,500	300~750
D	16~20	1,200~1,500	300~750

다. 압축기 주파수가 낮아지면 압축비 감소로 EER이 증가하기 때문에, 규격을 만족하는 수준에서 압축기 주파수를 최소화하여, 이를 최적 압축기 주파수로 선정하였다. 그리고 선정된 압축기 주파수를 고정하고 실내외팬의 속도를 변화시킴으로써 가장 높은 EER_{bin}이 도출되는 지점에서의 속도를 최적 실내외팬 속도로 선정하였다. EER_{bin}은 냉방능력이 부분부하의 110% 이상이 되었을 때, 측정된 EER에 페널티가 적용되어 SEER 도출에 사용되는 값으로 측정된 EER, 부분부하와 냉방능력의 비율인 운전율(Cru)로 구성된 식을 통해 계산된다. 또한, 각 평가조건에서 도출된 4개의 EER_{bin}을 바탕으로 연간소비전력이 결정되기 때문에, 각각의 부분부하 조건에서 최대 EER_{bin}을 확보하여 연간 소비전력량을 낮추는 방법으로 시스템의 최대 SEER을 도출하였다.

2.3 결과처리 방법

SEER은 4개의 평가조건에서 냉방능력, EER, 그리고 유럽규격 EN 14825에서 명시한 연간 기후데이터의 Bin hours와 수식을 활용하여 계산하였다. 이러한 계산 방식에 따라, 식(1)과 같이 냉매 측 유량과 엔탈피 차이를 활용하여 냉방능력을 계산하였으며, EER의 경우 식(2)와 같이 냉방능력에서 압축기, 실내외팬의 소비전력의 합을 나눠 계산하였다. 또한, 평가 조건의 기준이 되는 부분부하는 식(3)과 같이 외기 35℃인 A조건에서 선정된 냉방능력(Full load)과 부분부하율(PLR)의 곱으로 계산하였고, SEER 계산에 적용되는 Bin 온도 범위에서 외기온도에 따라 부하율을 산출하는 부분부하율을 식(4)와 같이 정의하였다. 그리고 부분부하 대비 필요 이상의 냉방능력을 페널티로 적용하여 산출한 효율인 EER_{bin}은 식(5)를 활용하여 계산하고, 식을 구성하고 있는 운전율(Cru)은 식(6)과 같이 계산하였다. 운전율(Cru)은 측정된 냉방능력이 부분부하 이상의 경우에만 계산이 가능하며, 식(5)에 적용하기 위해서는 냉방능력이 부분부하의 110% 이상이 되어야 가능하다. 즉, 부분부하의 100~110% 사이의 냉방능력의 경우 운전율은 산출할 수 있지만, EER이 EER_{bin}으로 계산되는 과정에서 운전율(Cru)은 90%~110% 범위와 같이 1로 적용되어 페널티를 받지 않으며, 110% 이상의 경우에만 1보다 낮은 값으로 식(5)에 적용되어 EER_{bin} 도출에 활용된다.

$$Q_{eva} = \dot{m}_{ref}(h_{eva,o} - h_{eva,i}) \quad (1)$$

$$EER = \frac{Q_{eva}}{W_{comp} + W_{indoor fan} + W_{outdoor fan}} \quad (2)$$

각각의 평가조건에서 도출된 EER_{bin}을 식(7)에 적용

하여 운전(active mode) 시, 냉방계절성능 지표를 의미하는 SEER_{on}을 계산할 수 있다. 이 식을 구성하고 있는 h_j는 각 외기온도에서의 bin hour를 의미하고, 기준이 되는 기후데이터는 유럽규격 EN 14825에서 제시한 데이터를 활용하였다. 그리고 부분부하 조건 사이 외기온도에서의 부분부하는 내삽법과 외삽법을 활용하여 part load(T_j)를 도출하였다. 그러나 EER_{bin}의 경우 부분부하 조건 사이의 외기온도에서는 내삽법을 활용하고, 외기 35°C 이상, 20°C 이하의 경우, 각각 A조건과 D조건에서 산출된 EER_{bin}을 사용하였다.

$$Part\ load(T_j) = PLR(T_j) \times Full\ load \quad (3)$$

$$PLR(T_j) = \frac{T_{outdoor\ DB}(T_j) - 16}{35 - 16} \times 100 \quad (4)$$

$$EER_{bin}(T_j) = EER \cdot [1 - 0.25 \cdot (1 - Cru)] \quad (5)$$

$$Cru = \frac{Part\ load}{Q_{eva}} \quad (Q_{eva} > Part\ load) \quad (6)$$

$$SEER_{on} = \frac{\sum_{j=1}^n h_j \cdot Part\ load(T_j)}{\sum_{j=1}^n h_j \cdot \left(\frac{Part\ load(T_j)}{EER_{bin}(T_j)}\right)} \quad (7)$$

앞서 산출된 값을 바탕으로 식(8)과 식(9)를 활용하여 연간 냉방수요량(reference annual cooling demand)를 의미하는 Q_C와 연간 소비전력량(annual electricity consumption)을 의미하는 Q_{CE}를 계산하고, 식(10)과 같이 SEER을 도출한다. 식(8)에서 H_{CE}는 냉방 시 등가 운전 모드에서의 시간을 의미하고, 이는 EN 14825를 참고하여 350시간으로 적용하여 계산하였다. 그리고 crank-case heater와 같이 운전하지 않을 때의 기타 소비전력과 운전 중 발생하는 소비전력을 반영한 값인 Q_{CE}는 식(9)와 같이 계산된다. 기타 소비전력은 별도로 측정된 값을 사용하였으며, 적용시간은 EN 14825에 명시된 값으로 적용하였다.

$$Q_C = Full\ load \times H_{CE} \quad (8)$$

$$Q_{CE} = \frac{Q_C}{SEER_{on}} + H_{TO} \cdot W_{TO} + H_{SB} \cdot W_{SB} + H_{CK} \cdot W_{CK} + H_{OFF} \cdot W_{OFF} \quad (9)$$

$$SEER = \frac{Q_C}{Q_{CE}} \quad (10)$$

3. 실험결과 및 고찰

3.1 A조건에서 최적제어 변수 선정

Fig. 2는 실험에 사용된 시스템 냉방용량 3.5 kW를 충족하는 최적제어 변수를 찾기 위해, A조건에서 압축기 주파수를 56 Hz로 고정시킨 후, 실내팬 및 실외팬의 속도를 변화시키면서 측정된 냉방능력과 EER을 나타내고 있다. 실외팬 속도와 실내팬 속도를 각각 150 rpm 만큼 증가시켰을 때 냉방능력은 실내팬 속도에 더 큰 영향을 받고 있음을 알 수 있다. 이는 실내팬 속도가 증가했을 때, 증발압력의 상승으로 인한 냉매의 밀도의 증가로 유량이 증가하기 때문에 발생한 현상이다. 반면에 실외팬 속도 증가는 증발기 입출구의 엔탈피 차이를 증가시켜 냉방능력을 증가시키지만, 실내팬 속도 증가로 인한 유량 증가량보다 작기 때문에 증가하는 냉방능력은 실내팬 속도 증가로 인한 값보다 작게 나타났다. 또한, 측정된 EER의 변화는 실내팬의 속도보다 실외팬의 속도에 따라 매우 큰 폭으로 달라짐을 알 수 있다. 실내팬 속도를 1,800 rpm으로 고정시킨 후, 실외팬 속도를 600 rpm에서 900 rpm으로 증가시켰을 때, EER은 4.5% 증가하였으며, 900 rpm에서 1,050 rpm으로 증가시켰을 때에는 EER이 2% 정도 감소함을 알 수 있다. 이러한 경향을 반영하여 A조건에서 냉방용량 3.5 kW에 근접하고 가장 높은 EER를 갖는 각각의 실내외팬 속도 1,800 rpm, 900 rpm을 최적 속도로 선정하였다.

3.2 부분부하 조건에서 최적 압축기 주파수 선정

A조건에서 선정한 냉방능력 3.5 kW를 기준으로 산출한 부분부하를 바탕으로 나머지 조건에서 운전 변수 최적화를 진행하였다. 먼저, 부분부하 조건별 최적 압

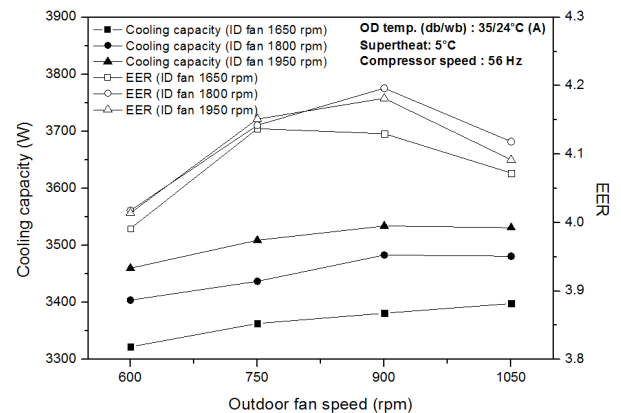


Fig. 2 Cooling capacity and EER according to in/outdoor fan speeds in A condition.

축기 주파수 선정을 위한 실험을 진행하였다. Fig. 3은 실내외팬 속도를 고정하고 압축기 주파수에 따른 냉방 능력과 측정된 EER에 운전율(Cru)을 활용하여 도출한 EER_{bin} 의 변화에 대한 그래프이다. 부분부하 조건 B, C의 경우 각각 36 Hz, 22 Hz 이상에서 냉방능력이 부분부하를 초과했음을 알 수 있으며, D조건의 냉방능력은 모든 압축기 주파수 범위에서 부분부하 740 W를 초과하고 있음을 알 수 있다. 그리고 B조건에서 EER_{bin} 은 34 Hz에서 4 Hz 증가시켰을 때, 약 2% 감소하였지만, 34 Hz에서 38 Hz로 증가시켰을 때는 약 6% 감소함을 알 수 있다. 마찬가지로 C조건에서 압축기 주파수를 18 Hz에서 22 Hz로 증가시켰을 때, EER_{bin} 은 약 12% 감소하였으며, 22 Hz에서 26 Hz로 증가하였을 때, 약 15% 감소함을 알 수 있다. 4 Hz만큼 압축기 주파수를 동일하게 증가시켰지만 EER_{bin} 감소폭은 다소 상이함을 알 수 있는데, 이는 압축기 주파수 증가로 인한 EER

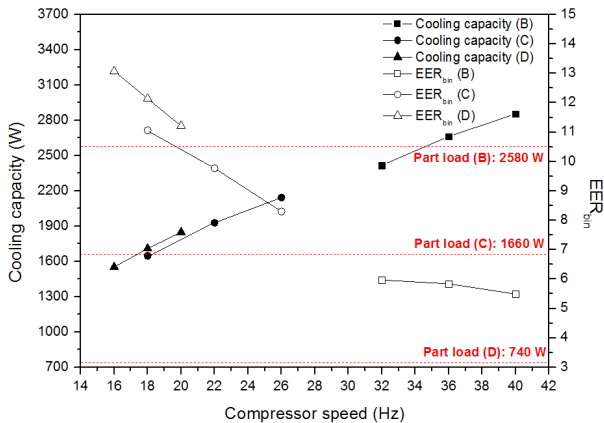


Fig. 3 Cooling capacity and EER_{bin} according to compressor speed under partial load conditions.

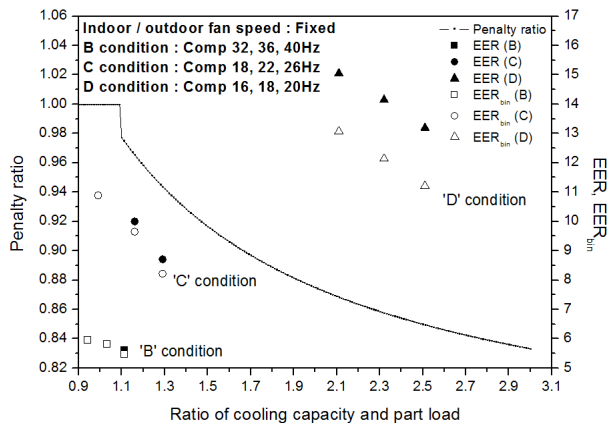


Fig. 4 Penalty ratio, EER and EER_{bin} according to ratio of cooling capacity and part load under partial load conditions.

감소뿐만 아니라, 부분부하의 110% 이상의 냉방능력이 형성되는 지점부터 측정된 EER에 페널티가 적용되었기 때문이다. 반면 D조건의 경우 EER_{bin} 은 일정하게 감소함을 알 수 있는데, 모든 조건에서 부분부하 초과로 인해 페널티를 받았기 때문이다.

이러한 페널티가 부하조건에서 미치는 영향도를 파악하기 위해 식(5)에서 EER을 제외한 부분을 Penalty ratio로 설정하여 냉방능력과 부분부하의 비율에 따른 Penalty ratio와 이로 인해 발생한 EER, EER_{bin} 의 차이를 Fig. 4와 같이 나타내어 비교해보았다. 냉방능력이 부분부하 90%~110% 범위 내에 존재할 때, 페널티를 받지 않으며, 110%를 초과할 경우 측정된 EER에 Penalty ratio를 곱해 EER_{bin} 이 계산된다. 그리고 이를 바탕으로 EER과 EER_{bin} 을 비교한 결과 B, C조건에서 각각 36 Hz, 22 Hz에서 페널티가 적용되고 있으며, D조건에서는 모든 조건에서 페널티가 적용됨을 알 수 있다. 이를 통해 B, C조건에서 규격을 만족하고 페널티를 받지 않는 압축기 최소 운전 주파수 32 Hz, 18 Hz를 최적 압축기 주파수로 선정하였고, D조건에서는 페널티 영향을 최소화할 수 있는 압축기 주파수 16 Hz를 최적 압축기 주파수로 선정하였다. 또한, Fig. 4에서 동일한 Hz만큼 압축기 주파수를 증가시켰을 때, 증가하는 냉방능력과 부분부하와의 비율이 상이함을 알 수 있다. 상대적으로 고부하 조건인 B조건의 경우 최적 압축기 주파수에서 4 Hz 증가시켰을 때, 약 10% 증가하였지만, C조건과 D조건의 경우 각각 17%, 19% 증가함을 알 수 있다. 이를 통해 저부하 조건일수록 압축기 주파수 증가에 따른 페널티 영향이 증가하며, 압축기 운전속도 최적화가 중요함을 간접적으로 알 수 있다.

3.3 부분부하 조건에서 최적 실내외팬 속도 선정

압축기 최적 운전 주파수로 운전했을 때, 각각의 부분부하 조건에서 실내외팬 속도에 따른 EER_{bin} 변화를 Fig. 5와 Fig. 6에 나타내었다. Fig. 5와 같이 B조건에서는 동일한 실외팬 속도에서 실내팬 속도가 감소할수록 EER_{bin} 은 증가하며, 증가폭은 감소하는 경향을 보였다. 또한, 실외팬 속도를 450 rpm부터 150 rpm씩 증가시켰을 때, EER_{bin} 은 실외팬 속도 600 rpm에서 450 rpm 대비 평균적으로 약 7% 증가함을 알 수 있었으며, 실외팬 속도 750 rpm부터는 EER_{bin} 이 점차 감소함을 알 수 있었다. 마찬가지로 C, D조건에는 Fig. 6과 같이 실외팬 속도 450 rpm에서 300 rpm 대비 각각 11%, 19% 증가함을 알 수 있었으며, 이를 통해 저부하 조건일수록 실외팬 속도가 EER_{bin} 에 미치는 영향이 증가함을 알 수 있었다. 그러나 실내팬 속도에 따른 EER_{bin} 의 변화 양상은 상대적으로 고부하 조건인 B조건과 다소 상이하였다. C조건의 실외팬 제어 범위에서 실내팬 속도가

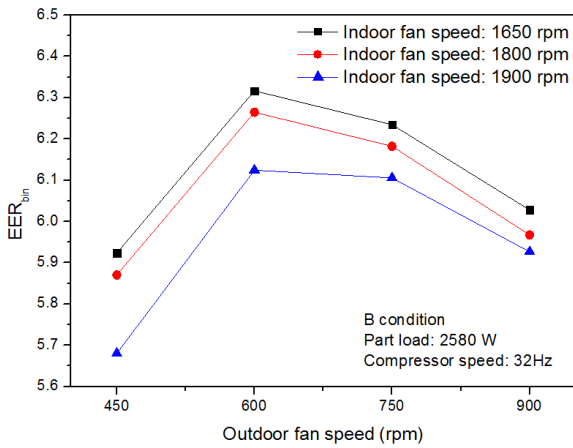


Fig. 5 EER_{bin} according to in/outdoor fan speeds in B condition.

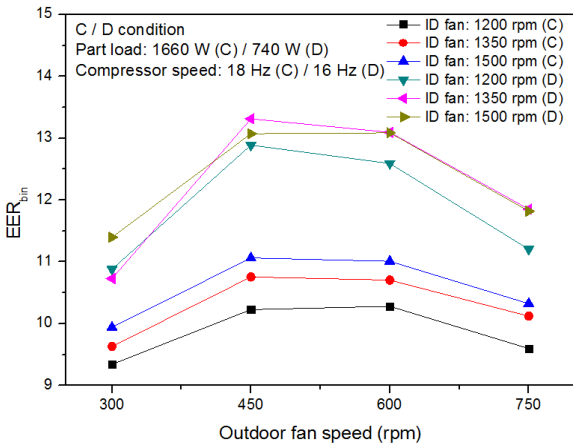


Fig. 6 EER_{bin} according to in/outdoor fan speeds in each C, D condition.

증가할 경우 EER_{bin}이 증가하는 경향을 보였으며, D조건에서는 실외팬 운전속도에 따라 증감 형태가 달라짐을 알 수 있었다. 이를 통해 최적 실내팬 속도는 B조건에서 1,650 rpm 이하, C조건에서는 1,500 rpm 이상에서 형성되며, D조건에서는 실외팬 속도 450~600 rpm 구간에서 실내팬 최적속도는 1,350 rpm임을 알 수 있다. 이러한 경향을 바탕으로 본 연구에서는 Fig. 5와 Fig. 6에서 가장 높은 EER_{bin}을 가지는 실내외팬 속도를 최적 운전속도로 선정하였다.

이처럼 최대 EER_{bin}을 갖는 최적 실내외팬 속도가 존재하는 이유는 Fig. 7과 같이 실내팬 및 실외팬 속도에 따른 냉방능력과 압축기 소비전력, 팬 소비전력의 관계로 인한 것이다. Fig. 7(a)에서 실내팬 속도가 증가할수록 냉방능력이 일정하게 증가하지만, 압축기와 실내팬 소비전력 합이 미미함을 알 수 있다. 그러나 Fig. 7(b)에서 실외팬 속도 변화에 따른 냉방능력

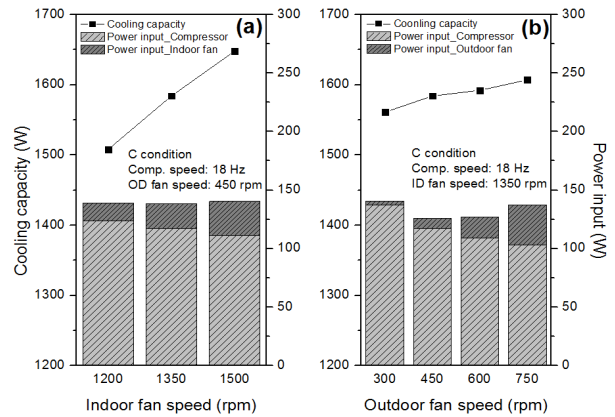


Fig. 7 Variation of cooling capacity, compressor and fan power consumption according to (a) indoor fan speed (b) outdoor fan speed in C condition.

변화는 실내팬 속도 변화에 비해 작은 폭으로 증가했으며, 압축기와 실외팬 소비전력의 합은 450 rpm까지 감소하다 다시 증가하는 경향을 보였다. 이러한 이유로 실내외팬 각각의 최적제어 변수가 존재하는 것을 알 수 있었으며, EER_{bin}의 최대화를 위한 실내외팬 최적화 과정에서 실내팬은 냉방능력, 실외팬은 소비전력에 초점을 맞춰 최적화를 진행해야 함을 알 수 있었다. 또한, 실내외팬 속도 증가는 압축기 소비전력 감소와 더불어, 팬의 소비전력을 증가시키기 때문에, 압축기와 실내외팬 소비전력간의 상관관계를 바탕으로 소비전력 최소화화를 위한 제어변수 최적화가 중요함을 알 수 있었다.

3.4 최적화 과정에 따른 SEER 변화

Fig. 8은 압축기, 실내외팬 속도를 단계별로 최적화 함으로써 각각의 부분부하 조건에서 증가하는 EER_{bin}의 변화와 이를 반영하여 도출한 SEER의 변화에 대한 그래프이다. A조건의 최적제어 변수를 바탕으로 도출된 냉방능력 및 EER을 모든 조건에 동일하게 적용하여 SEER을 계산하였으며, Table 3과 같이 최초 실험 조건을 설정하여 각각의 부분부하 조건에서 최적화를 통해 도출된 결과를 고찰하였다. 먼저, 압축기 운전 주파수 최적화를 통해 부분부하 B, C, D조건에서 EER_{bin}은 각각 8.7%, 33%, 17%가 향상됨을 알 수 있었다. C 조건에서 EER_{bin}은 상대적으로 크게 증가함을 알 수 있는데, 이는 압축기 운전 주파수 감소로 인한 EER 증가뿐만 아니라 부분부하 110% 이하의 냉방능력으로 페널티가 제거되었기 때문이다. 반면 고부하 조건인 B 조건은 다른 부하조건에 비해 압축기 운전 주파수 감소로 인한 EER 변화가 미미하고, D조건은 운전율로 인해 적용되는 페널티가 제거되지 않았기 때문에, C조

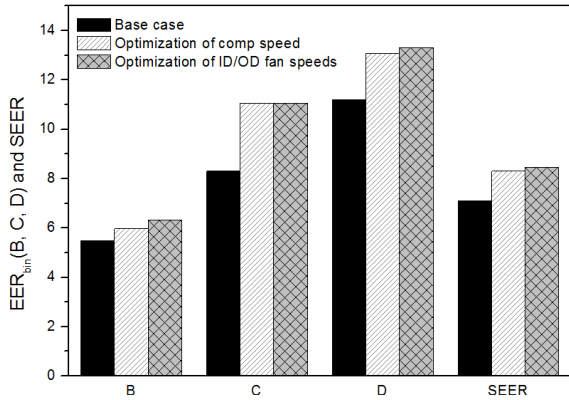


Fig. 8 EER_{bin} under partial load conditions and SEER according to the optimization process.

Table 3 Initial control variables

Condition	Comp. (Hz)	Indoor fan (rpm)	Outdoor fan (rpm)
A	56	1,800	900
B	40	1,800	900
C	26	1,500	450
D	20	1,500	450

건에 비해 상대적으로 EER_{bin}의 증가율이 낮았다. 이를 바탕으로 압축기 주파수를 최적화함으로써 기존 운전 변수에서 계산한 SEER 대비 약 17% 증가한 값을 도출할 수 있었다. 또한, 실내외팬 최적화 과정을 통해 EER_{bin}은 B조건 5.9%, D조건 1.8% 만큼의 증가 효과를 알 수 있었으며, C조건에서 EER_{bin}이 증가하지 않은 이유는 최초 선정된 운전 조건이 최적 실내외팬 속도였기 때문이다. 최종적으로 압축기 및 실내외팬 속도 최적화를 통해 19.3% 증가한 SEER을 산출할 수 있었다.

3.5 최적 조건에서 부분부하 조건별 성능 특성

Fig. 9는 부분부하 조건별 최적 압축기 운전 주파수, 실내외팬 속도 변화를 나타낸 그래프이다. 외기온도 35°C인 A조건에서 20°C인 D조건까지 부분부하를 충족하고 최대 EER_{bin}을 만족하는 운전변수 값들은 감소하고 있음을 알 수 있다. 압축기 운전 주파수의 경우 A조건 대비 각 부분부하 단계별 압축기 운전 주파수의 비는 B조건 57%, C조건 32%, D조건 29%임을 알 수 있었다. D조건에서 비율 감소폭이 낮은 이유는 선정된 압축기 운전 주파수 16 Hz가 최소 운전 주파수임에도 불구하고 C조건에서의 압축기 운전 주파수와 큰 차이가 나지 않기 때문이다. 또한, 실내외팬 속도도 부분부하가 낮아질수록 감소함을 알 수 있었다. 그러나 D조건에서 실외팬 속도는 C조건과 동일함을 알 수 있

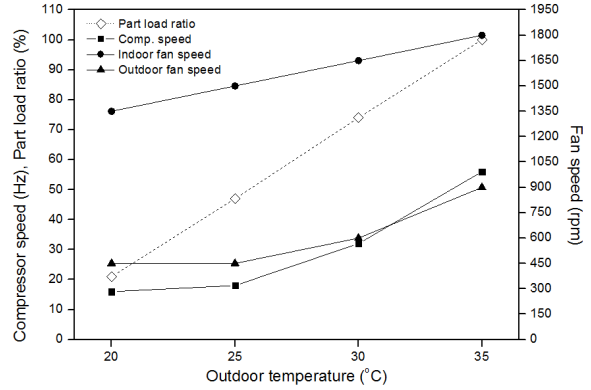


Fig. 9 Variations of part load ratio, optimum compressor speed, in/outdoor fan speeds under partial load conditions.

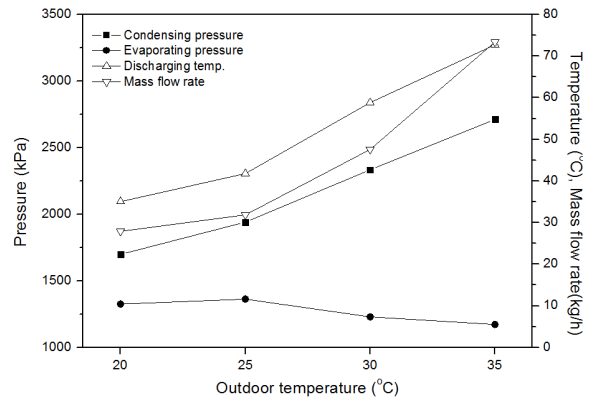


Fig. 10 Variations of condensing and evaporating pressure, discharging temperature, and mass flow rate when optimizing control variables.

었는데, 이는 압축기 운전 주파수 비율에서 나타낸 것과 같이 C조건과 D조건의 압축기 운전 주파수 차이가 크지 않기 때문이다.

Fig. 10은 부분부하 조건에서 최적변수로 운전 시, 형성되는 응축압력과 증발압력, 그리고 압축기 토출온도와 냉매 질량유량을 보여주는 그래프이다. 최적 운전 시, 압축기 토출온도와 냉매 질량유량, 응축압력은 부분부하 조건에 따라 유사한 변화 양상을 보이고 있음을 알 수 있다. 특히, A조건과 D조건의 응축압력과 증발압력 증가율을 비교했을 때, 응축압력은 37% 감소한 반면, 증발압력은 13% 증가함을 알 수 있다. 동일한 압축기 주파수 감소폭에도 증감율 차이를 보이는 이유는 부분부하 조건에서 실내온도는 동일한 반면에 응축기가 위치한 외기의 온도가 조건에 따라 달라지기 때문이며, 실외팬 속도가 증발압력 변화에 미치는 영향보다 실외팬 속도가 응축압력 변화에 미치는 영향이 높기 때문이다. 또한, 냉매 질량유량은 압

축기 토출온도 변화 양상과 유사함을 통해 실내외팬 속도보다 압축기 운전 주파수에 의한 영향이 지배적임을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구는 유럽규격 EN 14825에 명시된 규격에 따라 R-410A를 사용하는 가정용 히트펌프의 냉방계절성능(SEER)의 최대화를 위한 운전변수 최적화에 대한 연구를 실험을 바탕으로 진행하였다. 그리고 SEER 평가조건인 각각의 부분부하 조건에서 압축기, 실내외팬의 속도 변화에 따른 특성을 비교 분석하였으며, 이에 대한 결과는 다음과 같다.

- (1) 냉방계절성능 SEER을 향상시키기 위해서는 각각의 평가조건에서 규격을 만족하는 압축기 최소 운전 주파수를 도출하여 부분부하 90%~110% 사이의 냉방능력으로 페널티를 받지 않거나, 최소화하는 것이 중요하다. 특히, C조건에서 압축기 운전 주파수 최적화가 가장 큰 효율 향상을 기대할 수 있었고, 모든 조건에서 최적화를 진행했을 시, 17% 향상된 SEER을 산출할 수 있었다.
- (2) 실내외팬 최적화 과정에서 실내팬은 냉방능력과 부분부하와의 차이로 인한 페널티에, 실외팬은 속도에 따른 압축기, 실외팬 소비전력간의 관계를 파악하여 최적속도를 선정해야 함을 알 수 있었다. 그리고 부분부하 조건에서 팬 속도 최적화를 통해 2% 향상된 SEER을 산출할 수 있었다.
- (3) 최적 압축기 운전 주파수, 실내외팬 속도를 바탕으로 부분부하 조건에서 특성을 고찰한 결과, 응축압력이 증발압력보다 변화율이 높음을 알 수 있었다. 이를 통해 부분부하 조건에서 사이클 최적화를 진행하기 위해서는 응축압력 변화에 초점을 맞춰야 함을 알 수 있다.

후 기

본 연구는 산업통상자원부의 재원으로 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원(No. 20144010200770)을 받아

수행한 연구과제입니다.

References

1. Lee, H. W., Moon, J. H., Bae, Y. D., and Park, J. C., 1992, Experimental study on the cooling seasonal performance factor of room air-conditioner, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 4, No. 3, pp. 204-216.
2. Park, H., Lee, J. S., Kim, W., and Kim, Y., 2013, The cooling seasonal performance factor of a hybrid ground-source heat pump with parallel and serial configurations, Applied Energy, Vol. 102, pp. 877-884.
3. Palmiter, L., Kim, J. H., Larson, B., Francisco, P. W., Groll, E. A., and Braun J. E., 2011, Measured effect of airflow and refrigerant charge on the seasonal performance of an air-source heat pump using R-410A, Energy and Buildings, Vol. 43, No. 7, pp. 1802-1810.
4. In, S., Cho, K., Lim, B., and Lee, C., 2015, Partial load performance test of residential heat pump system with low-GWP refrigerants, Applied Thermal Engineering, Vol. 85, pp. 179-187.
5. EN 14825, 2013, Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps, with electrically driven compressors, for space heating and cooling-Testing and rating at part load conditions and calculation of seasonal performance.
6. ISO 16358-1, 2013, Air-cooled air conditioners and air-to-air heat pump-Testing and calculating methods for seasonal performance factor.
7. Baek, C., Heo, J., Jung, J., Cho, H., and Kim, Y., 2013, Optimal control of the gas-cooler pressure of a CO₂ heat pump using EEV opening and outdoor fan speed in the cooling mode, International Journal of Refrigeration, Vol. 36, No. 4, pp. 1276-1284.
8. Taylor, B. N. and Kuyatt, C. E., 1994, Guidelines for evaluating and expressing the uncertainty of NIST measurement results, Technology.