

인버터 열펌프의 에너지효율 평가에 관한 연구

박 윤 철*

A Study on the Energy Efficiency Evaluation in Inverter Heat Pump

Youn-Cheol Park*

ABSTRACT

An analysis and experimental work on the energy efficiency characteristics of an inverter heat pump for residential air conditioner have been performed by suggested evaluation method and testing the heat pump performances in the psychrometric test chambers. An IRT nominal cooling capacity inverter heat pump was used for the experiments which was consisted with a rolling piston type rotary compressor, indoor and outdoor finned tube type heat exchangers, a capillary tube, two accumulators and a four-way valve.

The analysis was conducted with equations based on ANSI/ASHRAE standard 116 and ARI standard 240 for evaluation of energy saving and yearly operation characteristics of heat pumps. The experiment has been performed with various operation frequencies of the compressor for the capacity control in response to the change of outdoor conditions or cooling load.

As results of the seasonal performance test of the inverter heat pump including the performance test for intermediate speed, the test heat pump had the performance degradation coefficient of cyclic operation of 0.19, and the calculated cooling seasonal energy efficiency ratio of 3.72 in Seoul.

Key Words : inverter, heat pump, seasonal energy efficiency ratio, cooling load, heating load

1. 서론

공기조화기는 에너지의 소비가 매우 크기 때문에 국가적인 에너지 절약정책에 있어서 중요한 목표중의 하나가 되어 왔다. 가정용 공기조화기가 널리 보급되고 이러한 공기조화기의 에너지 소비가 국가적인 에너지 공급에 큰 영향을 주고 있다. 따라서 정부에서

는 공기조화기 산업에 에너지효율의 증가를 당면과제로 삼아서 1990년대에는 제조사들이 어느 수준이상의 높은 에너지효율비를 나타내는 제품을 생산하도록 하고 있다. 열펌프를 사용한 공기조화기의 에너지 절약과 성능표시방법의 정책에 따라가기 위해서는 각 요소기들의 성능향상(압축기, 팬 등), 작동조건에 맞는 최적설계(냉동사이클의 온도, 압력 등) 및 최적의 운전조작법 등과 관련된 연구가 필요하다. 열펌프의 운전조작법(control logic)은 시스템의 전체적인 성능에 큰 영향을 끼치며 열펌프를 사용한 공기조화기는

* 제주대학교 기계에너지생산공학부, 첨단기술연구소
Faculty of Mechanical, Energy & Production Eng., Research Institute of Advanced Technology, Cheju Nat'l Univ.

일년 중 상당한 기간동안 운전하므로 운전조작법과 관련된 성능향상은 에너지 절약에 큰 영향을 미친다.

일반적인 열펌프는 저속회전수에서 압축비가 낮으므로 열펌프의 용량에 비하여 열교환기의 용량이 크기 때문에 냉동능력이 증대되어 압축효율이 좋아지므로 압축기의 입력이 감소한다. 따라서 저 회전수에서 에너지효율비(energy efficiency ratio, EER)가 높으며, 일정속도로 운전되는 열펌프는 부하가 작을 때 단속운전을 하지만 인버터형 열펌프는 저 회전수에서도 연속운전을 하고 이때 저 회전수에서의 에너지효율비가 높아지므로 에너지의 절약성이 두드러진다.

예전의 공기조화기는 목적이 오로지 실내를 시원하게 하는 것이었기 때문에 자동온도조절장치에 의하여 전원을 끄고 켜는 조작을 통해서 시스템을 조절하였다. 현재는 마이컴을 통한 미세한 제어가 가능하며, 쾌적성 향상을 위하여 설정된 온도와 실내의 온도차에 따라 공기 유량을 바꾸며, 또한 쾌적한 범위를 유지하기 위하여 불필요한 동작을 방지한다[1].

열펌프는 냉방에 목적을 두고 설치하였을 경우 난방용량이 부족하게 된다. 용량부족 문제는 외기온도가 낮아질수록 커지며, 이러한 문제를 해결하기 위하여 전열기 등의 보조 열원장치를 추가하는 방법을 사용한다. 그러나 보조 열원장치는 에너지 소비가 커져서 경제성을 저해한다. 인버터를 사용하는 목적중의 하나가 낮은 외기온도에서 난방용량을 증가시키기 위해서이다. 다시 말하면 낮은 외기온도에서의 난방용량의 감소가 압축기의 회전속도를 증가시킴으로써 보상될 수 있기 때문이다. 일상적인 조건하에서는 난방용량은 회전속도의 변화로 부하에 비례하여 조절된다. 따라서 실내온도의 변화를 작게 하면서 안정된 운전이 이루어진다.

열펌프의 성능은 1976년에 미국표준국(National Bureau of Standard, NBS)에서 처음으로 열펌프의 사이클 운전이 계절성능의 저하를 가져온다는 것이 발표된 후 이에 관련된 많은 연구가 수행되었다[2,3].

열펌프의 에너지효율을 나타내는 방법에 두 가지가 있다. 먼저 에너지효율비(Energy efficiency ration, EER)는 규격에 따른 조건에서 열펌프의 능력에 대한 전력소비량의 비를 나타내며, 최근에는 실제 운전 상황에서 연간 누적된 효율을 나타내는 연간성능계수

(Annual performance factor, APF)나 연간에너지효율비(seasonal energy efficiency ratio, SEER)를 사용하고 있다[4]. 이러한 일년동안 누적된 효율은 운전조작을 포함하여 실제적으로 사용되는 상태의 효율을 나타내어 사용자들이 쉽게 열펌프의 운전비를 예측할 수 있도록 하고 있다. 이와 더불어 열펌프의 성능을 나타내는 방법이 기상데이터를 사용하여 일정한 기간의 효율을 나타내는 방법도 개발되었다.

따라서 열펌프를 사용한 공기조화기의 에너지 절약과 열펌프의 효율을 나타내는 방법들이 연간 운전 특성까지 고려하는 방향으로 바뀌고 있으며, 특히 계절성능을 나타내는 방법에 있어서 인버터 열펌프는 기존의 정속도 열펌프와는 달리 압축기의 속도변화에 따라서 열펌프의 성능이 계속적으로 변화하므로 인버터 열펌프의 계절성능에 관련된 연구가 이루어져야 한다.

현재까지 공기조화기와 열펌프의 계절성능의 평가에 관한 규격은 미국냉동공조학회(ASHRAE)의 ANSI/ASHRAE Standard 116-1983[5] 및 냉동공학회(ARI)의 Standard 210/240[6]에 규정되어 있는 것이 전부이며, 이 규격에서는 일정속도 열펌프나 2가지속도의 열펌프에 관한 성능평가방법에 대해서만 기술하고 있어 압축기의 운전상태에 따라서 연속적으로 변화하는 인버터 열펌프의 성능평가 규격은 아직 제정되어 있지 않은 상태이다. 현재 미국의 에너지성(DoE)을 중심으로 이에 관한 연구가 시작되어 현재 진행 중에 있으나 규격제정을 위한 기본 자료의 제공을 위해서 많은 실험과 이론적인 연구가 필요하다[7].

본 연구에서는 열펌프의 경제성을 평가하는 기존의 정속도형 열펌프의 계절성능 계산방법과 인버터 열펌프의 계절성능 계산방법의 차이점을 살펴보고 1RT급의 인버터 열펌프의 계절성능계수(seasonal energy efficiency ratio, SEER)을 제시하고자 한다.

II. 이론해석

열펌프의 계절성능은 한 계절중에 열펌프에 공급된 입력에너지에 대한 같은 계절중의 열펌프에서 얻은 출력에너지의 비를 나타낸다.

정속도형 열펌프의 계절성능에 대한 계산과정은 ANSI/ASHRAE Standard 116과 ANSI Standard 210/240에 자세히 나와 있다. 그러나 이들 규격은 인버터 열펌프의 최고속도와 최저속도의 두 가지 속도에 대한 성능실험으로부터 계절성능을 계산하므로 속도가 연속적으로 변화는 인버터 열펌프의 전체 운전 속도 범위에 대하여 정확한 성능을 나타낼 수 없다.

따라서 본 연구에서는 Domanski(1988)[8]가 제안한 가변속도형 열펌프의 계절성능에 대한 평가방법으로써 열펌프의 최고속도와 최저속도에 대한 성능실험과 이밖에 중간속도의 성능실험을 수행하여 열펌프시스템의 계절성능을 계산하는 방법을 고찰하고 관련 실험을 수행하여 인버터 열펌프의 에너지 효율인 계절성능을 평가하고자 한다.

냉방계절중에 열펌프의 실제운전상태하에서의 계절성능은 정상상태의 성능과 단속운전에서의 성능으로부터 계산하며, 냉방계절에 있어서 작은 온도구간(온도빈, temperature bin)에서의 필요한 계절간 출현빈도를 사용하는 빈법(BIN method)를 사용하여 계산한다. Table 1은 인버터 열펌프의 계절성능을 구하기 위해서 수행하여야 하는 실험과 실험조건을 나타내고 있다.

건물의 냉방부하는 식(1)과 같이 외기온도에 대한 1차식의 형태로 간단하게 나타낼 수 있다.

$$BL(t_j) = \frac{(5j-3) \cdot q_s(t_{00})}{(t_{00}-65) \cdot \text{size factor}} \quad (1)$$

여기서, t_{00} 는 설계외기온도이고, size factor는 안전율로써 대부분 1.1을 취하여 10%정도의 여유를 둔다.

열펌프의 단속운전과 정상상태 운전을 포함한 계절성능계수(SEER)는 열펌프가 운전되는 전체 기간에 걸쳐 열펌프에 공급된 에너지에 대한 총 냉방열량의 비로써 다음식과 같다.

$$SEER = \frac{\sum_{j=1}^n q(t_j)}{\sum_{j=1}^n E(t_j)} \quad (2)$$

여기서, $q(t_j)$ 는 각 빈온도 (t_j)에서의 냉방용량으로써 식(3)으로부터 계산하며 식(4)는 각각의 빈온도 (t_j)에서 입력전력량을 구하는 식이다.

$$q(t_j) = (CLF) \cdot q_s(t_j) \cdot n_j \quad (3)$$

$$E(t_j) = [(CLF) \cdot E_s(t_j) \cdot n_j] / PLF \quad (4)$$

여기서, $CLF = BL(t_j)/q_s(t_j)$, $BL(t_j) \leq q_s(t_j)$ 이며, n_j 는 j 번째 구간의 외기온도가 냉방계절중에 나타나는 총시간수이다.

식(4)에서 PLF는 부분부하계수(part load factor)로서 실제 열펌프가 부분부하의 단속운전을 할 때의 성능이 정상상태의 성능에 얼마나 근접하고 있는가를 나타내는 계수로써 식(5)와 같이 냉방부하계수의 합수로 나타낼 수 있다.

$$PLF = \frac{COP_{px}}{COP_s} = 1 - C_b[1 - (CLF)] \quad (5)$$

식(2)에서 $\sum_{j=1}^n q(t_j)$ 와 $\sum_{j=1}^n E(t_j)$ 는 한 계절중의 전체 온도빈에 대하여 한 계절동안에 합한 값이며, 이때의 온도빈 j 가 되는 외기온도는 인버터 열펌프의 운전상태에 따라 3가지의 경우로 나눌 수 있으며, 이들은 t_1 , 및 t_2 등 두 개의 외기온도에 의해서 나뉘어진다.

t_1 과 t_2 는 압축기의 속도가 최대일 때의 열펌프시스템의 용량곡선과 최저속도 일 때의 용량곡선 및 냉방부하선으로부터 계산할 수 있으며, 압축기의 속도가 최저속도에서 열펌프시스템의 용량이 냉방부하와 일치하는 온도인 t_1 과, 그리고 압축기가 최고속도로 운전할 때 시스템의 용량이 냉방부하와 일치하는 온도인 t_2 는 다음 식과 같다.

$$t_1 = \frac{975q_s^{t-2}(95) + 495q_s^{t-1}(67) + 2211[q_s^{t-1}(67) - q_s^{t-1}(82)]}{15 \cdot q_s^{t-2}(95) + 33 \cdot [q_s^{t-1}(67) - q_s^{t-1}(82)]}$$

$$t_2 = \frac{845q_s^{t-2}(95) + 429q_s^{t-1}(67) + 2706 \cdot [q_s^{t-1}(82) - q_s^{t-1}(95)]}{33 \cdot q_s^{t-2}(82) - 20 \cdot q_s^{t-2}(95)}$$

식(3)과 식(4)의 $q_s(t_j)$ 와 $E_s(t_j)$ 는 빌딩 부하와 냉방열량의 대소에 따라 새구간에 대하여 각각 따로 계산하며 그 과정을 정리하면 다음과 같다.

- 1) 시스템의 최소속도에서의 용량이 건물의 냉방부하보다 큰 경우, $[(t \leq t_1) \text{ or } BL(t_j) \leq q_s^{t-1}(t_j)]$, 열펌프 시스템은 단속운전을 하며 $q_s(t_j)$ 와 $E_s(t_j)$

는 식 (6) 및 (7)과 같다.

$$q(t) = q_s^{k-1}(67) + \frac{[q_s^{k-1}(82) - q_s^{k-1}(67)] \cdot (t-67)}{(82-67)} \quad (6)$$

$$E(t) = E_s^{k-1}(67) + \frac{[E_s^{k-1}(82) - E_s^{k-1}(67)] \cdot (t-67)}{(82-67)} \quad (7)$$

2) 최대속도와 최소속도 사이에서 압축기 속도를 조절하여 열펌프시스템의 용량이 냉방부하에 대응할 수 있는 경우, $[(t_1 < t < t_2) \text{ or } q_s^{k-1}(t) < BL(t) < q_s^{k-2}(t)]$.

$$q(t) = BL(t) \quad (8)$$

$$E(t) = \frac{q(t)}{EER_s^{k-1}(t)} \quad (9)$$

여기서, $EER_s^{k-1}(t)$ 는 온도 t 와 시스템용량이 냉방부하와 일치하는 압축기의 최대속도와 최소속도의 중간속도에서의 정상상태 에너지효율비(EER)으로써 식 (10)과 같이 빈 온도에 대한 2차식의 형태로 나타낼 수 있다.

$$EER_s^{k-1}(t) = a + b \cdot t + c \cdot t^2 \quad (10)$$

중간속도에서의 에너지효율비를 구하기 위해서는 열펌프의 용량과 시스템에 소비되는 전력이 필요하다. 다음은 압축기가 중간속도로 운전할 때의 냉방부하와 일치하는 열펌프의 용량을 나타내는 상태에서의 열펌프의 용량과 소비전력으로부터 식(10)의 계수(a, b 및 c)를 구하는 과정이다.

압축기의 중간속도($k=i$)에서의 시스템의 성능을 실험으로부터 측정하였을 때, 중간속도에서 운전되는 열펌프의 임의의 외기온도(t)에 대한 열펌프의 용량은 최고속도에서 열펌프의 용량($q_s^{k-2}(87)$)과 최저속도에서 운전되는 열펌프의 용량($q_s^{k-1}(87)$)에 대하여 식(11)의 비례식으로부터 구할 수 있다.

$$q_s^{k-1}(t) = q_s^{k-1}(87) + M_q \cdot (t-87) \quad (11)$$

여기서, $q_s^{k-1}(87)$ 은 압축기가 중간속도로 운전될 때 외기온도가 87°F인 조건에서의 정상상태실험에서 얻어진 열펌프의 용량이며, M_q 는 계산의 편의를 위해서 도입한 중간변수로서 다음 식과 같다.

$$M_q = \frac{q_s^{k-1}(82) - q_s^{k-1}(67)}{(82-67)} \cdot \left(1 - \frac{q_s^{k-1}(87) - q_s^{k-1}(87)}{q_s^{k-2}(87) - q_s^{k-1}(87)}\right) + \frac{q_s^{k-2}(95) - q_s^{k-2}(82)}{(95-82)} \cdot \left(\frac{q_s^{k-1}(87) - q_s^{k-1}(87)}{q_s^{k-2}(87) - q_s^{k-1}(87)}\right)$$

식(11)로부터 중간속도에서의 임의의 외기온도에 대한 열펌프의 용량이 계산되므로, 계산한 열펌프의 용량과 일치하는 냉방부하($q_s^{k-1}(t_{ic}) = BL(t_{ic})$)를 나타내는 외기온도(t_{ic})를 식(12)로부터 구할 수 있다.

$$t_{ic} = \frac{33 \cdot q_s^{k-1}(87) - 2871 \cdot M_q + 65 \cdot q_s^{k-2}(95)}{q_s^{k-2}(95) - 33 \cdot M_q} \quad (12)$$

압축기가 중간속도($k=i$)로 운전될 때 냉방부하와 열펌프의 용량이 일치하는 온도(t_{ic})에서 열펌프의 소비전력은 최고속도에서 열펌프의 소비전력($E_s^{k-2}(87)$)과 최저속도에서 운전되는 열펌프의 소비전력($E_s^{k-1}(87)$)을 사용하여 비례식인 식(13)에 따라 계산한다.

$$E_s^{k-1}(t_{ic}) = E_s^{k-1}(87) + M_E \cdot (t_{ic}-87) \quad (13)$$

여기서, $E_s^{k-1}(87)$ 은 압축기가 중간속도로 운전하며 외기온도가 87°F인 조건에서 정상상태실험을 해서 얻은 열펌프의 소비전력이며, M_E 는 계산의 편의를 위해서 도입한 중간변수로서 다음 식과 같다.

$$M_E = \frac{E_s^{k-1}(82) - E_s^{k-1}(67)}{82 - 67} \cdot \left(1 - \frac{E_s^{k-1}(87) - E_s^{k-1}(87)}{E_s^{k-2}(87) - E_s^{k-1}(87)}\right) + \frac{E_s^{k-2}(95) - E_s^{k-2}(82)}{95 - 82} \cdot \left(\frac{E_s^{k-1}(87) - E_s^{k-1}(87)}{E_s^{k-2}(87) - E_s^{k-1}(87)}\right)$$

따라서 식(11)의 열펌프의 용량과 식(13)의 소비전력으로부터 압축기의 중간속도($k=i$)와 외기온도(t_{ic})에서 운전되는 열펌프의 에너지효율비는 식(14)와 같다.

$$EER_s^{k-1}(t_{ic}) = \frac{q_s^{k-1}(t_{ic})}{E_s^{k-1}(t_{ic})} \quad (14)$$

압축기의 속도가 최저속도에서 열펌프시스템의 용량이 냉방부하와 일치하는 온도인 t_1 과 압축기가 최고속도로 운전될 때 시스템의 용량이 냉방부하와 일치하는 온도인 t_2 에서의 에너지효율비도 같은 방식으로 구하면 식(15) 및 식(16)과 같다.

$$EER_s^{t_1^{-1}}(t_1) = \frac{q_s^{t_1^{-1}}(t_1)}{E_s^{t_1^{-1}}(t_1)} \quad (15)$$

$$EER_s^{t_2^{-2}}(t_2) = \frac{q_s^{t_2^{-2}}(t_2)}{E_s^{t_2^{-2}}(t_2)} \quad (16)$$

여기서, $EER_s^{t_1^{-1}}(t_1)$ 는 외기온도 t_1 과 최저압축기 속도에서 갖는 정상상태 에너지효율비이고, $EER_s^{t_2^{-2}}(t_2)$ 는 외기온도 t_2 와 최고압축기 속도에서 갖는 정상상태 에너지효율비이며, $q_s^{t_1^{-1}}(t_1)$ 은 식(6)로부터 계산되는 $q(t_1)$ 으로써 외기온도 t_1 과 최소압축기 속도에서의 정상상태 용량이고, $q_s^{t_2^{-2}}(t_2)$ 은 식(17)으로부터 계산되는 $q(t_2)$ 으로써 외기온도 t_1 과 최대압축기 속도에서의 정상상태 용량이고, $E_s^{t_2^{-2}}(t_2)$ 은 식(7)로부터 계산되는 $E(t_2)$ 으로써 외기온도 t_2 과 최대압축기 속도에서의 소비전력이고, $E_s^{t_1^{-1}}(t_1)$ 은 식(18)으로부터 계산되는 $E(t_1)$ 으로써 외기온도 t_2 과 최소압축기 속도에서의 소비전력이다.

따라서 식(10)의 계수 a, b 및 c는 식(14), 식(15) 및 식(16)의 세 개의 방정식으로부터 연립하여 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$b = \frac{EER_s^{t_1^{-1}}(t_1) - EER_s^{t_2^{-2}}(t_2) - \left(\frac{t_2^2 - t_1^2}{t_{ic}^2 - t_1^2} \right) [EER_s^{t_1^{-1}}(t_1) - EER_s^{t_{ic}^{-1}}(t_{ic})]}{t_1 - t_2 - \left(\frac{t_2^2 - t_1^2}{t_{ic}^2 - t_1^2} \right) \cdot (t_1 - t_{ic})}$$

$$c = \frac{EER_s^{t_1^{-1}}(t_1) - EER_s^{t_2^{-2}}(t_2) - b \cdot (t_1 - t_2)}{t_1^2 - t_2^2}$$

$$a = EER_s^{t_2^{-2}}(t_2) - b \cdot t_2 - c \cdot t_2^2$$

- 3) 시스템의 최대속도에서의 용량이 건물의 냉방부하보다 작은 경우, $[(t_1 > t_2) \text{ or } BL(t_1) \geq q_s^{t_1^{-1}}(t_1)]$.

$$q(t_1) = q_s^{t_1^{-1}}(82) + \frac{[q_s^{t_1^{-1}}(95) - q_s^{t_1^{-1}}(82)] \cdot (t_1 - 82)}{(95 - 82)} \quad (17)$$

$$E(t_1) = E_s^{t_1^{-1}}(82) + \frac{[E_s^{t_1^{-1}}(95) - E_s^{t_1^{-1}}(82)] \cdot (t_1 - 82)}{(95 - 82)} \quad (18)$$

III. 실험장치 및 방법

3.1 열펌프 실험장치의 구성

인버터형 열펌프의 에너지 효율인 계절성능을 평가하기 위하여 소규모의 환경제어 실험실에서 성능실험을 수행하였다.

본 연구에 사용한 냉난방장치는 인버터형 냉난방 겸용의 분리형 열펌프로써, 실내·외의 공냉식 열교환기와 로터리 압축기를 장착하였으며 R-22냉매를 사용한다. 실내는 열교환기, 응축수 받침대, 송풍기 (blower), 모터 및 캐비닛 등으로 구성되고 있으며 팽창장치로는 냉방시와 난방시 모두 모세관을 사용하였고 열교환기는 환-튜브형 열교환기이다. 압축기는 인버터 전용의 로터리형으로써 2극의 950Watt 모터를 사용하고 있으며 3085kcal/h의 정격용량을 가지고 있다.

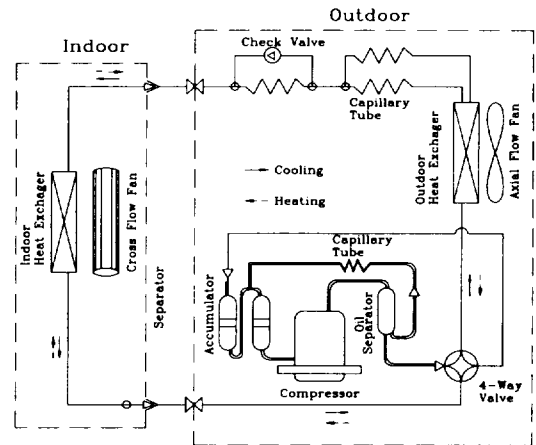


Fig. 1. Schematic of refrigerant loop.

Fig. 1은 냉매의 순환회로를 나타내고 있다. 냉방과 난방시의 냉매의 유동방향은 4방밸브의 조작으로 바뀌게 되어 있으며, 냉방과 제상시에 냉매는 압축기에서 고온·고압의 상태로 오일분리기와 4방밸브를 지나 실외열교환기로 유입되고 실외열교환기에서 냉매의 순환은 상부열교환기와 하부열교환기의 두개로 나뉘어지고 각각의 출구에 연결된 모세관에서 필요한 압력강하를 일으킨다. 모세관에서 압력이 강해진 냉매는 체크밸브를 지나 실내열교환기로 유입되며 실내열교환기를 지나는 공기와 열교환을 함으로써 소기의 냉방작용을 하게된다. 실내열교환기를 나온 저온·저압의 냉매는 4방밸브, 역분리기 및 어큐뮬레이터를

Table 1. Specification of test unit

				Indoor Unit	Outdoor Unit	
Type				Split system		
Performance	Cooling Capacity		Kcal/h	3.550		
	Dehumidifying Capacity		l/h	-		
	Heating Capacity		Kcal/h	5.000		
	Heating Capacity		Kcal/h	4.000		
	Air Flow rate	Cooling	m ³ /min	8.4	-	
		Heating	m ³ /min	9.7	-	
	Noise	Cooling	dB	45	57	
		Heating	dB			
EER	Cooling	Kcal/h · W	2.15			
	Heating	Kcal/h · W	2.22			
Electrical Characteristic	Power		Φ-V-Hz	1-220-60		
	Power Consumption	Cooling	W	1830		
		Heating	W	-		
	Operating Current	Cooling	A	8.5		
		Heating	A	12		
		Cooling	%	88		
		Heating	%	87		
	Starting Current		A	10		
Fuse Capacity		A	2	20		
Specification	Dimension		W×H×D	1050×298×180	900×550×300	
	Net Weight		kg	14	51	
	Compressor	Type		Rotary type		
		Output	W	1100		
		Model		2KV196N6AA02		
	Motor	Output	W	30	80	
		Fan	Type		Cross Flow	Axial Flow
	Size		Φ×L(mm)	95×860	402	
Capillary Tube			Φ×L×EA	-	1.4×700×2. 1.7×300×1	
Refrigerant Charge			gR	-	1250	

지나 다시 압축기로 유입된다.

난방시의 냉매는 냉방 및 제상시의 냉매의 유동과 반대방향으로 순환하며 난방시와의 차이점은 실내열교환기를 통과한 냉매가 체크밸브에 의해 먼저 300 mm의 모세관을 지난 후 병렬로 연결된 두 개의 모세관에 유입되는 것이다.

Table 1은 본 연구에서의 분리형 인버터 열펌프의 제원을 나타내고 있으며 각 요소기기를 연결하는 연결배관의 관경은 가스측이 12.7mm이고 액측의 배관경은 6.35mm이다. 두 개의 실외열교환기중에서 하부 열교환기를 지나온 냉매와 팽창장치의 연결배관경은

4.76mm이다.

2장에서 언급한 방법으로 인버터 열펌프의 계절성을 구하기 위하여 압축기의 최고속도에서 두 가지의 외기온도에 대한 성능실험, 최저속도에서 두 가지의 외기온도에 대한 성능실험, 식(19)로부터 계산되는 중간속도에서의 성능실험수행하였으며, 최저속도에서의 사이클실험을 부가적으로 수행하였다.

$$N_{intermediate} = N_{min} + (N_{max} - N_{min})/3 \quad (19)$$

본 연구에서의 모델열펌프는 최고속도가 115Hz, 최저속도가 35Hz인 열펌프로써 중간속도의 주파수는

약 62Hz이다.

3.2 실험방법

모든 실험은 ANSI/ASHRAE Standard 116-1983의 터널형 공기엔탈피법으로 측정하였으며 냉매엔탈피법을 보조적으로 사용하였다. 이 두 가지 시험방법은 시스템의 성능을 각각 독립적으로 측정할 수 있으며 ASHRAE 규격에서는 두 방법의 오차가 6% 이내에 들도록 요구하고 있다.

터널형 공기엔탈피법은 Fig. 2와 같이 실험하고자 하는 열교환기를 실험실에 설치하고 열교환기를 통과하는 공기의 출구에 공기의 유량과 건·습구를 측정할 수 있는 장치를 부착한다. 이 장치를 통과한 공기는 실험장치에 유입되는 실험실공기의 건구온도와 습구온도를 쉽게 맞출 수 있도록 바로 실험실로 토출된다.

공기엔탈피법에서는 실내유닛의 입·출구 공기의 엔탈피 및 공기유량의 세 가지의 변수를 알아야 하며 실내유닛의 입·출구의 엔탈피는 공기의 건·습구온도와 압력을 측정하여 구할 수 있고 공기의 유량은 노즐을 사용하여 측정한다. 항온항습실에 설치된 실

내유닛으로 유입된 공기는 실내유닛에서 냉매와 열교환을 한 후 실내유닛 출구의 온도를 측정하기 위한 온도 측정하기 위한 열전대를 거쳐 공기의 유량을 측정하기 위한 노즐을 통과한다. 노즐을 지난 공기는 건·습구온도를 측정하기 위한 샘플추출장치를 거쳐 송풍기에 의하여 다시 항온항습실로 유입되는 과정을 거친다.

냉매엔탈피법에서 시스템의 용량은 냉매의 질량유량과 실내유닛 입·출구의 엔탈피를 사용하여 계산한다. 냉매의 엔탈피는 냉매의 압력과 온도로부터 계산하며 열교환기를 통한 압력강하는 무시하고, 냉방운전시 실내유닛 입구의 엔탈피는 팽창장치 입구의 엔탈피를 사용하였다. 냉매의 질량유량의 측정에 있어서 열펌프시스템의 냉방운전에 냉매가 역화되는 부분은 응축기출구와 모세관 입구사이이고, 실험에 사용한 열펌프는 응축기의 입구가 두 개이고 출구가 역관이 실외열교환기 상부를 통과하는 부분과 하부를 통과하는 부분의 두 개의 회로(loop)로 구성되어 있으며 각각의 출구에 모세관이 따로 연결되어 있다.

실험장치를 구성한 후 먼저 실험의 정확도를 검증하기 위하여 공기엔탈피법에 의한 열펌프의 성능과 냉매엔탈피법에 의한 성능실험을 먼저 수행하여 두 가지 결과를 비교한다. 본 연구에서는 공기엔탈피법과 냉매엔탈피법의 두 가지 측정방법의 비교는 ASHRAE 실험조건 중에서 실외기의 건구온도 35℃, 습구온도 24℃ 및 실내기의 건구온도 26.7℃, 습구온도 19.4℃인 조건 A에 대하여만 실시한다.

다음으로 수행하여야 할 실험은 열펌프시스템의 성능이 최대가 되는 냉매 충전량을 구하는 실험이다. 최적의 냉매충전량을 찾는 실험은 냉매탱크를 전자저울에 올려놓고 매니폴드게이지(manifold gauge)를 사용하여 충전되는 냉매량을 증가시키면서 열펌프의 성능

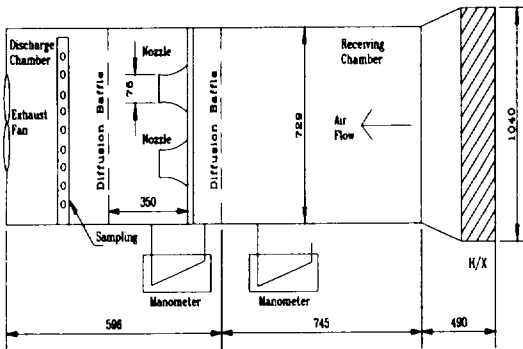


Fig. 2. Tunnel air-enthalpy test method arrangement.

Table 2. ASHRAE test conditions for cooling (ASHRAE Standard 116-1983)

Test	Indoor(℃)		Outdoor(℃)		Operation
	DB	WB	DB	WB	
A	26.7	19.4	35.0	23.9	SS Cooling
B	26.7	19.4	27.8	18.3	SS Cooling
C	26.7	13.9	27.8	-	SS Cooling, Dry Coil
D	26.7	13.9	27.8	-	Cyclic Cooling, Dry Coil

을 측정한다. 이때도 앞서와 마찬가지로 실내기와 실외기의 조건은 ASHRAE의 실험조건 중에서 A 조건에서 실험을 수행한다. 최적의 냉매충전량이 찾아지면 이후의 모든 실험은 이 냉매충전량에서 수행한다.

ANSI/ASHRAE Standard 116-1983의 냉방계절성능(seasonal energy efficiency ratio, SEER)에 대한 실험조건은 Table 2에 나타낸 것과 같이 A, B, C 그리고 D의 네 가지이다. 이 조건에서 A와 B조건은 증발기에서 제습이 일어나는 정상상태 성능실험으로서 하나의 실내조건(건구온도 26.7℃, 습구온도 19.4℃)에 대하여 두 가지의 외기조건(건구온도 35℃와 27.8℃, 습구온도 23.9℃와 18.3℃)에 대한 것이고, C와 D는 증발기에서 제습이 발생하지 않는 상태의 실험조건이다.

따라서 C의 정상상태실험과 D의 사이클실험은 실내기가 건구온도 26.7℃ 및 습구온도 13.9℃인 상태에서의 실험조건이나 습구온도는 증발기에서 제습이 발

생하지 않도록 충분히 낮은 상태이면 된다. 이때의 실외기는 27.8℃의 일정한 건구온도이다.

본 연구에서 제안된 인버터 열펌프의 계절성능 평가방법에서는 ANSI/ASHRAE Standard 116-1983의 실험조건에서 Table 3에 나타낸 것과 같이 다섯 가지의 제습이 없는 증발기의 실험 ($A_{95}^{k=2}$, $B_{82}^{k=2}$, $B_{82}^{k=1}$, $B_{67}^{k=1}$ 및 $I_{87}^{k=i}$), 제습이 발생하는 증발기에 대한 정상성능실험($C_{67}^{k=1}$) 및 단속운전 성능실험($D_{67}^{k=1}$)이 필요하다.

정상상태의 성능실험은 인버터 열펌프의 회전수를 고정하고 1시간정도 운전한 후 정상상태에 도달하였다고 판단되면 10초단위로 10분 이상 자료를 측정한다. 단속운전실험은 운전비(on-time ratio)를 0.2로 단속운전의 시간은 운전을 6분, 정지를 24분으로 한다. 이때 압축기의 정지시에 실내유닛의 팬과 실외유닛의 팬을 모두 정지시킨다. 사이클 실험에서의 자료측정은 1시간이상 연속운전을 지속한 후 사이클 운전을

Table 3. Summary of test conditions and results for rating variable speed system

	Compressor Speed	Mode	Outdoor Temp.(℃)		Indoor Temp.(℃)		Quantity obtained(W)	
			dry-bulb	wet-bulb	dry-bulb	wet-bulb	Capacity	Power input
$A_{95}^{k=2}$	max	steady	35.0	23.9	26.7	19.4	3,374	2,870
$I_{87}^{k=i}$	intermediate	steady	30.6	20.6	26.7	19.4	2,899	1,427
$B_{82}^{k=2}$	max	steady	27.8	18.3	26.7	19.4	3,436	2,600
$B_{82}^{k=1}$	min	steady	27.8	18.3	26.7	19.4	2,056	508
$B_{67}^{k=1}$	min	steady	19.4	11.9	26.7	19.4	2,500	540
$C_{67}^{k=1}$	min	steady	19.4	11.9	26.7	-	2,028	424
$D_{67}^{k=1}$	min	cyclic	19.4	11.9	26.7	-	-	-

Table 4. Bin calculation work sheet for evaluation of SEER

Bin No.	T_j	N_j	BL	Q	E	CLF	PLF	$N_j \cdot q$	$N_j \cdot e$
1	67	0.28	204.48	2500	540	0.08	0.83	57.58	15.07
2	72	0.26	715.70	2352	529	0.30	0.87	189.02	49.02
3	77	0.26	1226.91	2204	519	0.56	0.92	318.38	81.82
4	82	0.14	1738.12	2056	508	0.85	0.97	238.47	60.70
5	87	0.05	2249.33	2249	702	1.0	1	111.79	34.91
6	92	0.01	2760.55	2761	1352	1.0	1	21.81	10.68
7	97	0.00	3271.76	3272	2623	1.0	1	0	0
8	102	0.00	3782.97	3341	3015	1.0	1	0	0

시작하여 정상적인 사이클 운전이 지속될 때 연속된 3개의 사이클에 대한 자료를 취한다.

IV. 결과 및 고찰

실험자료로부터 냉방계절기간의 기상자료와 최고 주파수에서의 열펌프의 냉방용량을 사용하여 냉방부하를 계산하였다. 각각의 운전주파수에 대하여 정해진 실험조건에서의 성능실험을 통하여 구한 결과는 Table 4에 정리하였다.

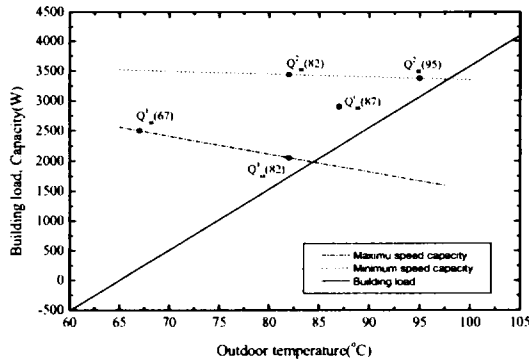


Fig. 3. Variation of Building load and capacity.

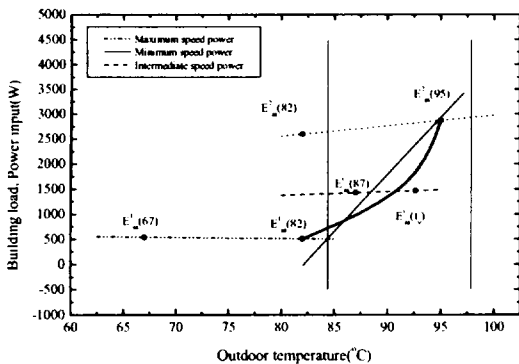


Fig. 4. Variation of power input.

Fig. 3은 성능실험으로부터 구한 열펌프의 냉방용량을 외기온도의 변화에 대하여 나타내고 있으며, Fig. 4는 인버터 열펌프의 성능실험으로부터 구한 시스템의 소비전력을 나타내고 있다. 냉방용량과 마찬가지로 소비전력에 대하여도 최고속도에서의 두 가지 외기온도에 대한 실험자료 및 최저속도에서 두 가지 온도에 대한 실험자료가 있으므로 최고속도와 최저속도에서의 외기온도의 변화에 대한 시스템의 소비전력을 알 수 있다.

Table 4는 계절성능 계산양식을 나타내는 것으로 세 번째 열의 N_i 는 한 냉방계절동안의 빈온도가 나타나는 시간의 비를 나타내며, 네 번째 열은 식(1)로부터 계산되는 냉방부하이다. 냉방용량을 나타내는 다섯 번째 열은 네 번째의 빈 온도까지 최저속도의 냉방용량을 나타내며 5, 6, 및 7번 빈까지는 냉방부하를 그대로 추종하며 8번 빈은 최대속도의 냉방부하를 나타낸다. 소비전력인 6번째 열은 냉방용량과 마찬가지로 4번 빈까지는 최저속도의 소비전력으로부터 구하며, 5번 빈부터 7번 빈까지는 구해진 열펌프의 성능과 다섯 번째 열의 냉방용량을 사용하여 열펌프의 성능에 대한 정의식으로부터 계산하여 구한 것이다. 8번 빈은 최고속도에서 소비전력의 변화선으로부터 102°F의 외기온도에서 계산된 열펌프의 소비전력이다.

측정한 실험자료를 사용해서 구한 Table 4의 결과를 사용하여 식(20)으로부터 서울지방의 냉방계절성능은 3.716이다.

측정한 실험자료를 사용해서 구한 Table 4의 결과를 사용하여 식(20)으로부터 서울지방의 냉방계절성능은 3.716이다.

$$SEER = \frac{\sum_{i=1}^8 (N_i \cdot q)}{\sum_{i=1}^8 (N_i \cdot e)} = 3.716 \quad (20)$$

V. 결론

본 연구에서는 인버터 열펌프의 경제성을 평가하는 기준인 계절성능을 계산하기 위해서 새로이 제시된 방법에 대하여 이론전개와 성능실험을 수행하였다.

새로이 제안된 방법의 경우에 기존의 실험규격과 비교하여 가장 큰 차이점은 기존의 규격에서는 최대 주파수와 최소주파수를 잇는 직선의 형태로 압축기의 소비전력이 변한다는 가정하에 계절성능을 계산하였으나, 새로이 제안된 규격은 중간주파수에서의 하나의 성능실험을 추가하여 소비전력의 변화가 2차식의 형태로 변화는 특성을 고려하였다.

본 연구에서 수행한 실험결과 인버터 열펌프의 소비전력은 Fig. 4에 나타난 바와 같이 최대주파수와 최

소주파수 사이에서 직선적으로 변화하는 것은 아니며, 고차식의 형태일 수 있으나 최소한의 실험을 통하여 실제성과 가까운 자료를 얻기 위해서는 제안된 2차식의 형태의 변화가 타당성이 있음을 알 수 있다.

인버터 열펌프의 계절성능은 기존의 ANSI/ASHRAE Standard 116과 ANSI Standard 210/240의 규격으로 정확하게 성능을 예측할 수 없으므로 인버터 열펌프와 같이 열펌프의 용량이 연속적으로 변하는 경우에 대한 규격은 새로 제정되어야 하며, 국내에서도 이에 관련된 많은 연구가 있어야 할 것이다.

참고문헌

- 1) Krakow K I., Lin S., Matsuki K.A. 1987. Study of the Primary Effects of Various Means of Refrigerant Flow Control and Capacity Control on the Seasonal Performance of a Heat Pump. ASHRAE Trans., Vol.93, Part 2, pp.511-524.
- 2) 민만기. 1982. 공기조화기 및 열펌프에 대한 단속 운전성능 및 계절의 표시방법. 대한기계학회지, 제22권, 제5호, pp.341-349.
- 3) 이상욱, 이상혁, 민만기. 1996. 인버터형 열펌프의 계절성능에 관한 실험적 연구. 공기조화 냉동공학회 하계학술발표논문집, pp.236-239.
- 4) Shimma. Y., Tateuchi, T. and Sugiura, J., 1985. Inverter Control Systems in the Residential Heat Pump Air Conditioner. ASHRAE Trans., Vol.91, pp.1541-1554.
- 5) ASHRAE Standard ANSI/ASHRAE 116. 1983. Method of Testing For Seasonal Efficiency of Unitary Air-Conditioners and Heat Pumps. American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- 6) ARI Standard 210/240. 1989. Unitary Air-Conditioning Equipment. Air Conditioning and Refrigeration Institute.
- 7) Domanski, P. A., 1988. Recommended Procedure for Rating and Testing of Variable Speed Air Source Unitary Air Conditioners and Heat Pump. NBSIR 88-3781. NBS Building Environment Division.