

낮은 증발온도에서 운전되는 가변속 롤러형 베인 압축기의 성능특성에 관한 분석

Analysis on the performance characteristics of a variable-speed,
roller-type vane compressor operating at low evaporating temperature

김 봉 훈*
B. H. Kim

Key words : Compressor performance model(압축기 성능모델), Volumetric efficiency(체적효율), Variable-speed compressor(가변속 압축기), ORNL model

Abstract

Performance of a variable-speed, roller-type vane compressor was evaluated at low evaporating temperature. First, an experimental investigation was conducted to examine the performance variation as functions of both outdoor temperature and rotating speed. For this purpose, a typical heat pump was implemented as a test apparatus to measure mass flow rate and power input. Secondly, computational investigations corresponding to the heat pump test conditions were performed to predict compressor performance using ORNL Map-Based compressor model. Results obtained from the heat-pump experiments showed that both mass flow rate and power consumption were sensitively dependent on both evaporating temperature and compressor speed as was predicted from the computational results.

From the comparisons of both experimental and computational results, it was well recognized that the ORNL model was subjected to larger error in the accuracy of prediction as outdoor temperature decreased. When the outdoor temperature was above -5°C , errors of predicted values corresponding to both mass flow rate and power consumption were estimated as $\pm 10\%$ and $\pm 15\%$, respectively. Finally, it is suggested that the ORNL model needs to be re-evaluated if compressor map data tested below -10°C (in evaporating temperature) are available.

기호설명

f : 회전수 [Hz]
 F_{sh} : 흡입관 가열 보정계수
 F_v : 체적효율 보정계수

\dot{m} : 질량유량 [kg/s]
 m : 질량유량 [kg/s]
 N : 회전수 [Hz]
 P : 압력 [Pa]
 T : 온도 [K]
 T_{sc} : 과냉도 [$^{\circ}\text{C}$]

* 대구대학교 기계·자동차·산업공학부

- ΔT_{SH} : 과열도 [$^{\circ}C$]
- v : 비체적 [m^3/kg]
- V_d : 간극체적(Clearance volume) [m^3]

그리스 문자

- η : 압축기 체적효율
- μ_1 : 질량유량비(=맵유량/맵최대유량), Fig. 4
- μ_2 : 질량유량비(=예측유량/최대예측유량), Fig. 6
- μ_3 : 질량유량비(=예측유량/측정유량), Fig. 8-10
- μ_4 : 질량유량비(=예측유량/맵유량), Fig. 12
- μ_5 : 질량유량비(=측정유량/최대예측유량), Fig. 14
- Ω_1 : 소비입력비(=맵입력/기준입력), Fig. 5
- Ω_2 : 소비입력비(=예측입력/기준입력), Fig. 7
- Ω_3 : 소비입력비(=예측입력/측정입력), Fig. 11
- Ω_4 : 소비입력비(=예측입력/맵입력), Fig. 13

하첨자

- act* : 실제조건 예측
- c* : 응축기
- dp* : 토출포트
- e* : 증발기
- map* : 맵(map) 기준
- sat* : 포화상태
- SC* : 과냉
- SH* : 과열
- si* : 흡입관
- sp* : 흡입포트

1. 서론

가변속 롤러형 베인(또는로터리 베인) 압축기를 도입한 냉방전용 에어컨의 계절성능 및 시스템의 성능특성에 대해서는 많은 연구가 진행되었다⁽¹⁻²⁾. 그러나 가변속 열펌프의 시장점유율이 증가됨에 따라서 냉방운전보다 더욱 낮은 증발온도

를 요구하는 난방운전 조건(통상적으로 외기온도 7 $^{\circ}C$ 이하)에서의 압축기의 운전특성에 대해서는 관심은 높으나 아직도 국내에서는 거의 연구가 되지 못하고 있는 실정이다.

또 한 가지 더 주목할 것은 낮은 외기온도에서도 성능의 저하를 최소화할 수 있는 한랭지향형 열펌프가 이미 선진사(Hitachi)에서 출시된 바 있다는 사실이다. 이러한 제품에 적용되는 압축기로는 통상적으로 가변속, Scroll형식이 사용되고 있으나 국내에서는 아직 이러한 용도의 Scroll형식 압축기가 일반화되지 못한 실정이다. 따라서 이러한 실정 하에서 냉난방겸용 열펌프에 대한 기술개발을 진전시키기 위해서는 우선 국내에서 널리 보급되고 있는 롤러형 베인 압축기를 적용하여 낮은 증발온도에서 해당 압축기의 성능을 분석 및 연구할 필요가 있다고 판단된다.

본 연구에서는 가변속 롤러형 베인 압축기의 저온성능에 영향을 미치는 주요변수들의 특성을 난방 표준조건 또는 난방 저온조건(외기온도 7 $^{\circ}C$ 이하)에서 시험된 실험 데이터를 통하여 분석하고 결과를 ORNL의 MAP-BASED 압축기 모델의 예측값과 비교했다. 이를 통하여 모델의 적용에 있어서 문제점들(증발온도 및 회전수의 적용범위, 보정계수등)에 대한 타당성을 검토했으며 특히 어큐뮬레이터에 습증기가 유입되는 경우 흡입포트에서의 과열도 추정과 실제유량 및 소비입력에 미치는 영향에 대하여 연구하고자 한다^(3,4). 또한 여러 가지 개념의 압축기 유량비 또는 체적효율을 도입하고 압축기의 저온 성능을 여러 방향에서 분석하여 향후 한랭지향형 압축기의 개발을 위한 기초자료를 구축하고자 한다.

2. 압축기 성능예측 모델

압축기의 성능은 보편적으로 토출유량과 소비입력의 측면에서 평가될 수 있다. 주어진 흡입조건에서 냉매의 이론토출량은 흡입포트에서의 냉매의 비체적과 단위회전당 토출량 및 회전수로 표시할 수 있다. 실토출량은 체적효율을 고려하면,

$$\dot{m} = \eta_v \dot{m}_{th} = \frac{\eta_v V_d N}{v_{sp}} \quad (1)$$

소비입력은 토출포트와 흡입포트의 엔탈피차에 냉매유량을 곱한 것으로

$$W = \dot{m}_{act} (h_{dp} - h_{sp}) \quad (2)$$

위의 식들에서 표시된 체적효율과 소비입력은 압축기의 작동조건(흡입포트의 과열도, 증발압력, 응축압력, 회전수 및 윤활상태와 주위열환경등)에 따라서 변화하나 본 연구에서는 윤활과 압축기 표면에서의 열손실에 대한 효과는 고려하지 않았다. 유량과 소비입력을 예측하기 위한 신뢰성 있는 방법중의 하나로 ORNL의 MAP-BASED 압축기 모델⁽⁵⁾에 대하여 검토하였다.

2.1 MAP-BASED 압축기 모델

제조사가 압축기 칼로리미터를 통하여 측정된 실험적인 성능곡선을 입력데이터로 활용한다. 이 성능곡선에서는 압축기의 유량 및 소비입력이 지정된 과열도 또는 흡입온도에서 증발온도와 응축온도의 함수로 표시된다. 가변속 압축기의 경우에는 각 회전수가 별도의 추가적인 변수로 고려되어야 하며 다음과 같은 형태를 갖는다.

$$\dot{m}_{map} = f(T_e, T_c, N) \quad (3)$$

$$w_{map} = g(T_e, T_c, N) \quad (4)$$

실제 운전 시에는 흡입관의 과열도가 지정된 과열도와는 일치하지 않음으로 실제유량과 소비입력을 구하기 위해서는 식(3), (4)의 MAP-BASED 유량 및 소비입력에 보정계수를 적용한다. Dabiri and Rice⁽³⁾ 연구에 의하여 과열도의 불일치를 고려하면 실제유량은 식(5)로 표시될 수 있다.

$$\frac{\dot{m}_{act}}{\dot{m}_{map}} = \left[1 + F_v \left(\frac{v_{sp, map}}{v_{sp, act}} \right) \right] \quad (5)$$

위 식에서는 체적효율을 고려한 보정계수로 0.75을 적용한다⁽⁵⁾. 흡입포트에서의 비체적을 구하기 위해서는 냉매가 흡입관의 입구에서부터 흡입포트사이에서 얼마나 열을 흡수하는가를 추정해야한다. Jacob⁽⁶⁾은 이 두 지점간의 엔탈피증가를 21kJ/kg정도로 가정했으나 ORNL에서는 다음과 같은 관계식을 적용했다.

$$\Delta h_{si, sp} = F_{sh} \frac{W_{map}}{\dot{m}_{map}} \quad (6)$$

이 식에서는 흡입가스의 가열지수로 ORNL 모델에서는 0.33으로 가정했다.

소비입력을 계산하기 위해서는 식(2)에서 표시된 것과 같이 흡입 및 토출포트간의 엔탈피 증가량을 추정해야한다. 압축과정을 등엔트로피라고 가정하면 MAP기준 및 실제 엔탈피증가를 계산할 수 있고 두 증가량의 비율로부터 실제소비입력을 계산한다.

$$\frac{W_{act}}{W_{map}} = \frac{\dot{m}_{act}}{\dot{m}_{map}} \frac{\Delta h_{sp, act}}{\Delta h_{sp, map}} \quad (7)$$

여기서 엔탈피의 증가량을 계산하기 위한 토출엔탈피는

$$h_o = \frac{(W_{act} - q_{can})}{\dot{m}_{act}} + h_i \quad (8)$$

q_{can} 은 압축기 케이스로부터의 열손실을 나타낸다.

2.2 MAP 데이터의 급수근사식

식(3), (4)에서 표시된 바와 같이 MAP성능데이터는 특정 과열도에서 회전수와 증발 및 응축온도를 일정 간격으로 조합하여 시험된 분산 데이터이므로 실제의 임의의 변수값에 대응시키기 위해서는 위의 3가지 변수를 조합하여 급수근사식을 작성할 필요가 있다. 본 연구에서는 회전수의 영역별로 아래와 같은 식을 적용하였다(SAS에 의한 구간별 근사로 오차를 최소화 함).

2.2.1 MAP유량

$$\begin{aligned} f_{min} \leq f \leq f_{max} \\ \dot{m}_{map} = & (c_0 f^3 + c_1 f^2 + c_2 f + c_3) \\ & \times (c_4 T_c^2 + c_5 T_c + c_6 T_e^2 + c_7 T_e \\ & + c_8 T_c T_e + c_9) \end{aligned} \quad (9)$$

$C_0, C_1, C_2, C_3, C_4, C_5, C_6, C_7, C_8, C_9$ 은 각각 $-2.9 \times 10^{-5}, 0.0046, 0.0086, 1.89, -7.5 \times 10^{-8}, -0.026, 0.0033, 0.33, -0.001, 8.0$ 에 대응된다.
 $f_{min}=30\text{Hz}, f_{max}=120\text{Hz}$.

$d_0, d_1, d_2, d_3, d_4, d_5, d_6, d_7$ 은 각각 $9.3 \times 10^{-5}, -5.6 \times 10^{-4}, 9.3 \times 10^{-5}, -5.6 \times 10^{-4}, -0.008, 6.5, -0.0046, -6.5, 0.14, 8.0$ 에 대응된다.

3. 실험 장치 구조 및 시험방법

본 연구에서는 압축기의 저온성능이 두 가지 방법으로 칼로리미터(Fig. 1)에서 측정되었다. 첫째는 MAP기준 압축기 성능시험(제조사에 의하여 실시)이며 둘째는 열펌프 세트 장착시험이다.

2.2.2 소비입력

$$f_{min} \leq f < 45\text{Hz}, 75\text{Hz} < f \leq f_{max}$$

$$W_{map} = (d_0 f^3 + d_1 f^2 + d_2 f + d_3) \times (d_4 T_c^2 + d_5 T_c + d_6 T_e^2 + d_7 T_e + d_8 T_c T_e + d_9) \quad (10)$$

$d_0, d_1, d_2, d_3, d_4, d_5, d_6, d_7, d_8, d_9 = -2.0 \times 10^{-10}, -3.0 \times 10^{-7}, -3.2 \times 10^{-5}, -6.5 \times 10^{-4}, 0.01, -8.7, 0.0062, 8.7, -0.18, -10.1$ 에 대응된다.

45Hz ≤ f ≤ 75Hz

$$W_{map} = (d_0 f + d_1) \times (d_2 T_c^2 + d_3 T_c + d_4 T_e^2 + d_5 T_e + d_6 T_c T_e + d_7) \quad (11)$$

3.1 실험 장치

MAP기준 성능시험은 압축기 칼로리미터에서 실시되었는데 이 장치는 증발 및 응축온도를 제어하기 위한 팽창밸브와 압축기의 흡입온도를 제어하기 위한 수조 및 증발열교환기, 팽창변의 입구조건을 조절하는 수조 및 응축열교환기와 과냉도를 조절하기 위한 보조냉각기 그리고 팽창밸브 입구의 질량유량계와 소비입력을 측정하는 전력계로 구성되어 있다. 장치의 규격 및 측정오차에 대한 세부내용은 ASHRAE 23-78⁽⁷⁾에 명시되어 있다.

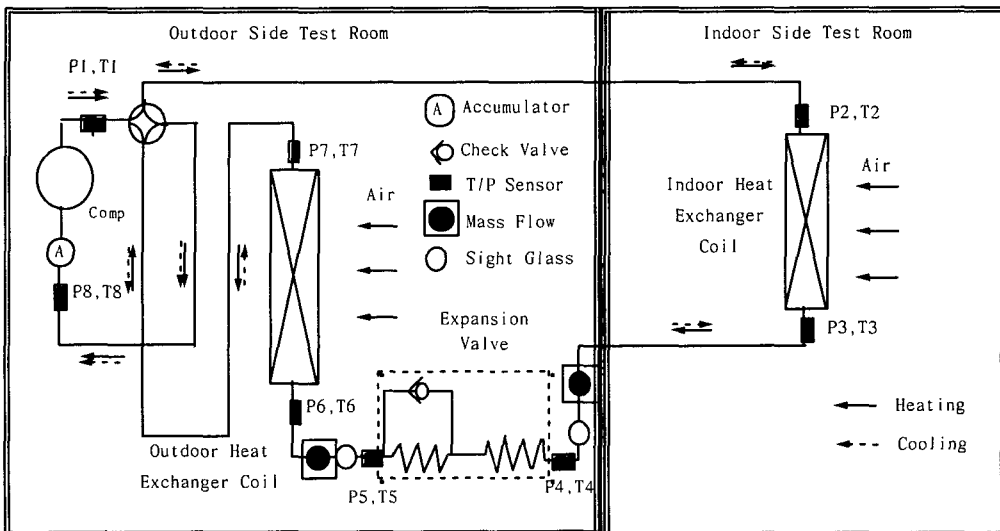


Fig. 1 A schematic diagram of the heat pump test set-up.

열펌프 세트 장착시험은 Fig. 1에 표시된 것과 같이 Psychrometric 칼로리미터에서 실시되었다. 난방운전을 할 수 있도록 열펌프의 응축기를 실내측에, 시험용 압축기와 증발열교환기는 실외에 설치했으며 시험조건을 변화시키면서 질량유량과 압축기 소비입력을 측정하였다. 실험장치는 대략 9-12평형의 가변속 압축기가 장착된 Heat Pump Set를 개조하여 제작되었으며, 각종 센서 및 계측기를 부착하여 사이클 분석용 데이터를 획득할 수 있도록 하였다.

Fig. 1은 본 연구의 모델인 가변속 열펌프의 냉매 순환회로 및 냉매측 변수를 측정하기 위한 계측기들의 측정위치를 나타낸다. 시험의 정확도를 높이기 위해 냉매의 온도와 압력을 각 유니트의 입출구 8개소에서 측정하였으며, 시스템 내를 순환하는 냉매의 유량은 질량유량계를 사용하여 측정하였다. 시험용 가변속 열펌프는 난방능력이 2000~5000kcal/hr정도인 분리형 유니트로서 압축기로는 단일 롤러형 베인 압축기를 사용하고 있다.

3.2 실험 조건 및 측정 방법

압축기 칼로리미터를 이용한 MAP기준 성능시험은 ASHRAE 23-78⁽⁷⁾을 기준으로 실시되었으며 시험조건 및 시험조합은 아래와 같다.

증발온도 : -10℃ ~ 10℃ (-10, -5, 0, 5, 10)

응축온도 : 45℃ ~ 60℃ (45, 50, 55, 60)

회전수 : 30~90Hz (30, 45, 60, 75, 90)

열펌프 장착시험에 적용된 냉매측 시험조건은 Table 1에 요약된 것과 같이 KS9306 또는 ASHRAE 23-78⁽⁷⁾의 난방 표준조건을 기준으로 실내온도는 21℃로 유지시키면서 실외온도와 압축기의 회전수를 변화 시켰다(세부 측정결과는 Table 1 참조). 측정결과에서 보면 실외온도가 -5℃ 이상에서 과열도가 양의 값을 갖는다는 것을 알 수 있는데 -5℃ 이하의 습증기가 유입되는 흡입조건은 본 연구에서 적용한 MAP조건과는 과열도상에서 크게 다르다. 그러나 과냉도는 MAP 조건과 비교시 전 실험영역에서 8.3±0.3℃ 정도를 유지하였다.

특정 실외온도 및 회전수에서 증발온도와 응축

Table 1 Test conditions of the heat pump experiment

N (Hz)	T_{OD} (℃)	T_e (℃)	T_c (℃)	ΔT_{SH} (℃)
75	-15	-17.8	41.7	-3.07
90	-15	-19.2	44.0	-3.60
110	-15	-20.6	46.5	-3.69
75	-10	-14.3	44.5	-2.61
90	-10	-15.6	47.5	-2.84
103	-10	-16.7	50.0	-2.92
75	-5	-10.6	49.8	1.05
90	-5	-12.2	50.2	-2.32
95	-5	-12.5	52.2	-2.20
65	0	-5.3	49.4	7.63
75	0	-7.0	51.9	2.69
90	0	-8.2	55.2	-2.32
65	7	0.43	54.5	10.38
75	7	-0.74	56.2	9.59

온도는 Fig. 1의 팽창장치의 개도를 조절함으로써 변화시켰고 난방능력이 최적화되는 시점에서 사이클 데이터를 수집했다.

이 경우 난방능력 측정을 위한 실내외측 룬의 온도 및 습도와 풍량의 교정과 측정방법은 ASHRAE 표준⁽⁸⁾을 기준으로 하며 공기-엔탈피(Air-Enthalpy)법(실내기 토출부와 흡입부의 습공기의 엔탈피차에 풍량을 곱하여 열교환량을 계산)을 이용하여 난방능력을 계산하였다.

질량유량은 사이클이 충분히 안정되어 실내외의 온도변화량이 0.05℃ 이하로 된 경우 측정되었으며 측정의 신뢰성을 높이기 위하여 입구에 Sight Glass를 설치하여 기포의 유입여부를 조사하였고, 또한 측정값의 시간변화량을 최소화하기 위하여 앞에서 언급한 것처럼 충분한 과냉도를 유지하였다.

압축기 입력은 입력선에 3상으로 연결된 Digital전력계로 측정되었으며, 질량유량과 동일하게 사이클이 충분히 안정된 후에 측정되었으며 입력전원의 변동량에 의한 영향을 제거하기 위해 AVR 및 전압조정기를 설치했다. 본 실험에서는

최적사이클을 구현하기 위해 냉매량은 난방 표준 시험조건하에서 Table 1과 같이 가변시켜 인버터 Heat Pump의 사이클 성능을 측정하여 난방능력과 EER이 최적화되는 기준량을 설정했다⁽⁹⁾(1350g). 한편 사이클 특성을 분석하는데 있어서 과냉도와 과열도는 팽창기 입구측과 압축기 흡입측에서 측정된 압력에 해당되는 포화온도와 각각의 위치에서 측정된 냉매측 온도와의 차이로부터 계산되었다.

$$\Delta T_{SC} = T_{sat}(p_4) - T_4 \quad (12)$$

$$\Delta T_{SH} = T_8 - T_{sat}(p_8) \quad (13)$$

3.3 계측기 교정 및 오차해석

온도-압력 측정 유니트에 부착된 압력계는 SETRA사의 C206(500PSIG)으로써 DATA LOGGER(HR2500, YOKOGAWA)에 연결시키고 DRUCK사의 DEAD WEIGHT TESTER(M 4000/1)로 교정하여 측정오차를 ±0.1% 이내로 교정하였으며, 온도계는 JIS A CLASS의 RTD SENSOR로써 최종 교정후의 편차를 ±0.25% 이내로 조정하였다. 또한 질량유량계는 OVAL사의 MICRO MOTION METER로써 정확도는 ±0.2%FS 이내이다.

4. 실험결과

Table 1에 요약된 시험조건에 대하여 열펌프 장착시험결과가 Fig. 2와 Fig. 3에 표시되어 있다. Fig. 2에서는 유량을 회전수와 실외온도(증발온도)의 함수로 나타냈다. 유량은 동일한 실외온도에서는 회전수에 비례하여 증가됨을 알 수 있었고, 실외온도의 감소에 따라서 감소하는 경향을 보였다.

Fig. 3에서는 소비입력을 회전수와 실외온도의 함수로 표시했는데 회전수의 증가에 따라서 급격히 증가됨을 볼 수 있다. 실외온도의 하강에 따라서 소비입력은 전반적으로 감소하는 경향을 보인다. Table 1의 시험조건에서 나타난 것처럼 동일한 회전수에서 응축온도가 증발온도의 변화에 따라서 같이 상승 및 하강하는 것을 고려해볼 때 소비입력의 추세는 회전수에 가장 크게 영향을

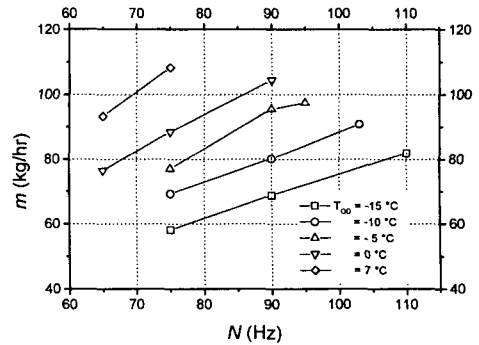


Fig. 2 Variation of mass flow rate as a function of rotating speed for different outdoor temperature.

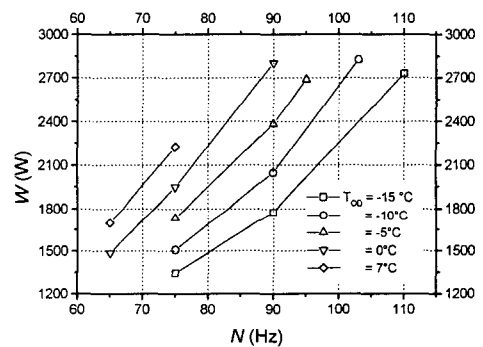


Fig. 3 Variation of power consumption as a function of rotating speed for different outdoor temperature.

받으며 결과적으로 응축온도에 좌우됨을 알 수 있었다.

5. 유량 및 소비입력의 예측

5.1 MAP유량 및 소비입력

압축기의 저온성능(유량 및 소비입력)을 예측하기 위해서 우선 식(9), (10), (11)에서 표시된 바와 같이 MAP성능데이터를 급수형태의 근사식으로 만들어 ORNL프로그램에 적용시켜야한다. 본 연구에서 적용된 MAP데이터는 흡입구 온도

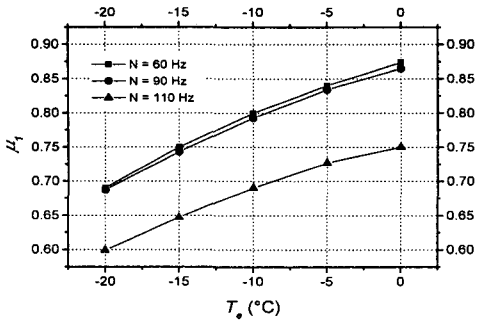


Fig. 4 Map-based ratio of mass flow rate to maximum value as functions of both rotating speed and evaporating temperature($T_c = 50^\circ\text{C}$).

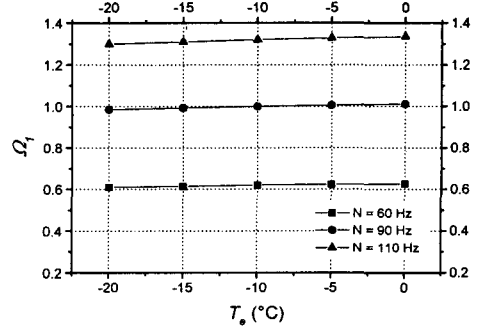


Fig. 5 Map-based ratio of power input to reference input as functions of both rotating speed and evaporating temperature($T_c = 50^\circ\text{C}$).

가 35°C 이고 과냉도가 8.3°C 를 기준으로 시험하였다. 급수근사식의 각 계수는 SAS를 사용하여 Variance가 최소화되는 조건에서 결정되었고 편차는 유량의 경우 $\pm 0.5\%$, 소비입력의 경우 $\pm 1\%$ 이내이다.

Fig. 4와 Fig. 5에서는 난방운전 시 통상적인 응축온도(50°C)에서 맵유량 및 입력비의 증발온도 및 회전수에 따른 변화를 나타내고 있는데, 편리상 MAP유량은 지정된 흡입포트온도(즉 35°C)에서의 비체적과 $\eta_v = 1$ 을 식(1)에 대입하여 계산된 35°C 의 흡입포트 온도기준 최대유량과의 비율로 표시되었고, MAP소비입력은 증발온도 -10°C , 회전수 90Hz(소비입력=2521W)를 기준으로 표시되었다.

Fig. 4에서 볼 때 맵유량비는 증발온도가 하강함에 따라서 감소됨을 알 수 있고 회전수가 증가될수록 역시

급격히 감소됨을 볼 수 있다. 증발온도가 감소하고, 회전수가 증가됨에 따라서 식(1)의 체적효율이 감소된다는 것을 알 수 있다.

Fig. 5에서 볼 때 식(10)과 식(11)에 의한 MAP 소비입력비는 증발온도에 따라서 크게 변화되지 않고 거의 일정하며, 회전수에 따라서는 큰 변화를 볼 수 있다. 이것은 다른 측면에서 보면 소비입력은 유량과 달리 증발온도에 크게 영향을 받지 않고 응축온도(응축압력에 대응되는 포화 온도)와 회전수에 밀접히 관련됨을 추정할 수 있다⁽¹⁰⁾.

일반적으로 MAP 소비입력도 MAP기준조건에

서 질량유량과 엔탈피 증가량(압축기 흡입 및 토출 포트간의 엔탈피 차)의 곱으로 표시되므로 증발온도의 감소로 인한 질량유량의 감소는 엔탈피 증가량의 상승을 초래하여 결과적으로 증발온도에 따라서 크게 변하지 않는 것으로 설명이 가능하다⁽¹⁰⁾.

5.2 실제유량 및 소비입력의 예측

압축기의 흡입조건이 MAP기준 과열도와 상이할 경우 실제유량과 소비입력을 예측하기 위하여 위에서 언급된 급수근사식을 ORNL압축기 성능 예측 프로그램에 적용시키고 식(5)~식(8)의 과정에 대하여 계산했다. 여기서 압축기 캔의 열손실은 무시했으며, 이는 열펌프의 경우 대부분 압축기 외부를 단열하는 것과 부합되는 가정으로 판단된다. 과열도상의 변화로 인하여 발생할 수 있는 예측유량 및 소비입력의 변화폭을 조사하기 위하여 Fig. 6과 Fig. 7에 회전수와 응축온도를 각각 75Hz, 50°C 로 고정시키고 증발온도를 -20°C 에서 0°C 까지 가변 시키면서 과열도를 -10°C 에서 20°C 범위에서 변화시켰다.

ORNL 모델(식(5))에 의하여 계산된 예측유량은 해당조건에서 과열도를 고려한 실제 흡입포트의 비체적을 기준으로 한 최대 예측유량과의 비로 표시되어 있으며 이 유량비는 다른 측면에서 볼때 식(1)에 표시된 체적효율에 상응한다고 볼 수 있다. 그리고 Fig. 6에서 보면 동일 증발온도

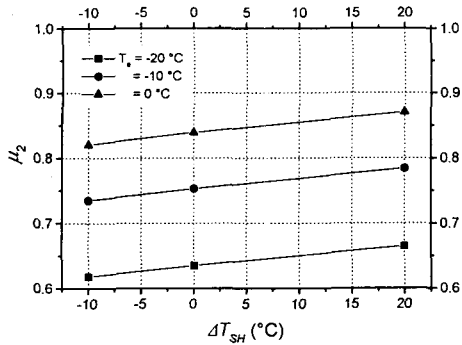


Fig. 6 Effect of superheat on the ratio of mass flow rate based on the actual maximum as a function of evaporating temperature (75Hz, $T_c = 50^\circ\text{C}$).

에서 과열도가 -10°C 에서 20°C 로 증가함에 따라서 예측유량비는 약 5%정도로 선형적으로 증가하는 경향을 보여 주고 있다. 이러한 양상은 이론적인 추세(체적효율은 과열도의 증가에 따라서 감소)⁽¹⁰⁾와는 차이가 있는데, 이는 Fig. 6의 유량비 μ_2 (식(5)의 예측유량을 식(1)의 최대 이론 유량으로 나눈 비율)에서는 과열도의 증가에 의한 비체적의 증가성분인 $\nu_{sp,act}$ 가 상쇄되기 때문에 발생하는 현상으로 볼 수 있다. 또한 유량비는 증발온도에 크게 영향을 받으며 증발온도가 -10°C 부근에서 0.75에서 0.8까지 변화되는 경향을 볼 수 있는데 증발온도가 낮아질수록 체적효율은 감소된다. Fig. 6에 의하면 과열도상의 변화로 인한 예측유량의 변화는 5-6%이내이다.

과열도에 따른 소비입력의 변화양상은 Fig. 7에 나타나 있으며 소비입력비의 기준은 증발온도 $=-10^\circ\text{C}$, 과열도 $=0^\circ\text{C}$ (입력=1926W)이며 소비입력은 앞에서 언급한 바 있으나 증발온도에는 크게 영향을 받지 않는 것으로 나타나며 동일 증발온도에서 과열도 변화에 의한 편차는 3%이내이다. 그러나 실제의 경우 흡입구를 지나서 흡입포트로 증기가 유동되는 과정에서 압력강하가 수반되므로 동일한 증발 포화온도에서의 편차보다는 커진다고 볼 수 있다.

본 연구에서는 식(5)의 체적효율보정계수 F_v

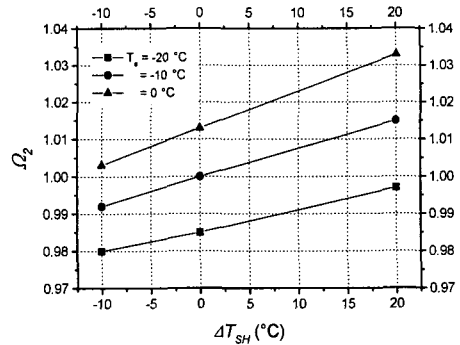


Fig. 7 Effect of superheat on the ratio of power input based on the reference input as a function of evaporating temperature(75Hz, $T_c = 50^\circ\text{C}$).

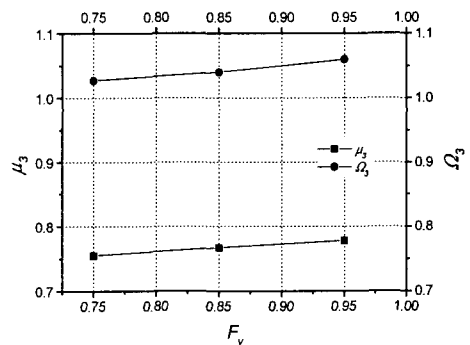


Fig. 8 Effect of F_v on the ratio of mass flow rate and power input based on the experimental value for the given condition (75Hz, $T_e=-16.7^\circ\text{C}$, $T_c=50^\circ\text{C}$, $T_{SH}=-2.9^\circ\text{C}$).

은 0.75로 가정하였다. 예측결과에 대한 F_v 의 영향을 보기 위하여 Table 1의 특정 시험조건(증발온도 $=-16.7^\circ\text{C}$, 응축온도 $=50^\circ\text{C}$, 과열도 $=-2.92$)을 입력하여 해당 보정계수만 0.75에서 0.95까지 변화시켰을 경우 유량과 소비입력의 예측치를 실험치와 비교하여 Fig. 8에 표시했다. ORNL모델에서는 F_v 의 변화에 의한 예측치의 변화는 5%이내로 볼 수 있다.

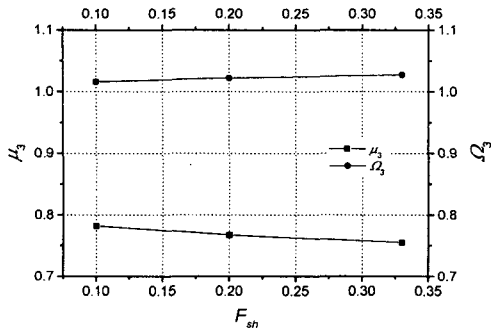


Fig. 9 Effect of F_{sh} on the ratio of mass flow rate and power input based on the experimental value for the given condition (75Hz , $T_e=-16.7^\circ\text{C}$, $T_c=50^\circ\text{C}$, $T_{SH}=-2.9^\circ\text{C}$).

동일한 시험조건에서 식(6)에서 표시된 흡입가스 가열지수 (F_{sh})의 변화에 대한 예측치의 계산결과를 Fig. 9에 나타냈다.

ORNL모델에서는 이 보정계수를 0.33으로 가정했으며, 본 연구에서는 0.1에서 0.33까지 변화 시켜본 결과 유량 및 소비입력 공히 3%이내의 편차를 보여준다. 이는 식(6)에서 불매 F_{sh} 가 3배 정도 증가하면 흡입포트에서의 냉매의 온도증가량(엔탈피 증가량)도 3배정도 증가되나 식(5) 및 식(7)에서 실제흡입포트의 비체적이나 엔탈피가 MAP기준 물성치와 나누어져서 결국은 그 온도 상승 효과가 감소된다. 그러나 증발온도가 낮아질수록 식(6)에서 단위 질량유량당 소비입력은 수배로 증가되고 이것은 흡입포트의 온도 및 엔트로피를 증가시킨다. 따라서 등엔트로피를 가정하여 토출구의 엔탈피를 구하고 해당 응축기 압력과 엔탈피로부터 온도를 계산하는 과정에서 큰 편차를 유발시킨다. 이런 측면에서 볼 때 F_{sh} 는 증발 및 응축온도와 과열도 그리고 회전수에 따라서 실험적으로 결정될 필요가 있다고 판단된다.

Table 1에서 요약된 시험조건에서 실험적으로 측정된 유량을 기준으로, 동일한 조건에서 ORNL 모델을 통하여 계산된 예측치와의 유량비를 실외 온도 및 회전수의 함수로 표시하여 Fig. 10에 표시하였다. 실외온도 즉 증발온도가 낮아질수록

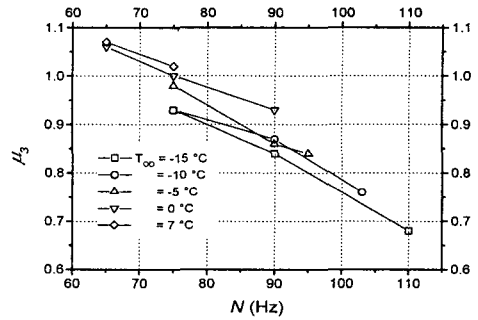


Fig. 10 Variation of ratio of mass flow rate based on experimental value as functions of rotating speed and outdoor temperature : prediction versus measurement.

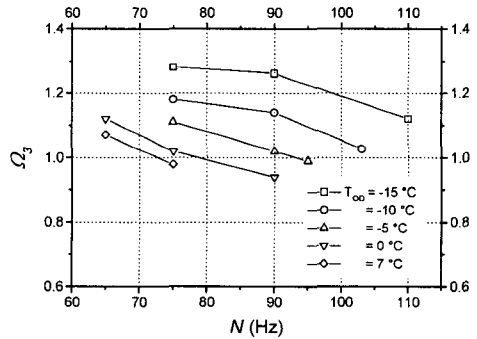


Fig. 11 Variation of ratio of power input based on experimental value as functions of rotating speed and outdoor temperature : prediction versus measurement.

그리고 회전수가 증가될수록 예측치는 실험치와 더 큰 편차로 낮은 값을 추정함을 볼 수 있다.

Fig. 11에 표시된 것과 같이 측정치를 기준으로 한 소비입력비도 실외온도가 낮아짐에 따라서 더 큰 편차를 보여주고 있으며 전반적으로 -5~30%범위에서 전반적으로 높은 값을 추정하는 경향을 알 수 있다.

이러한 경향에 대한 설명으로 다음과 같이 생각해 볼 수 있다. 실외온도가 낮아지면 예측유량

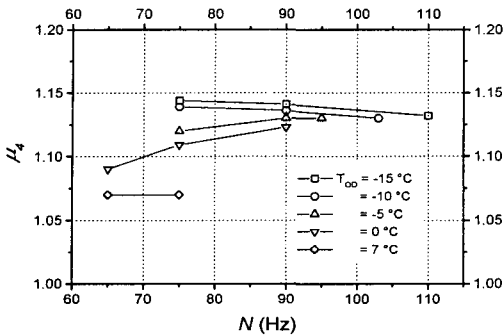


Fig. 12 Variation of ratio of mass flow rate based on MAP data as functions of rotating speed and outdoor temperature : prediction versus MAP data.

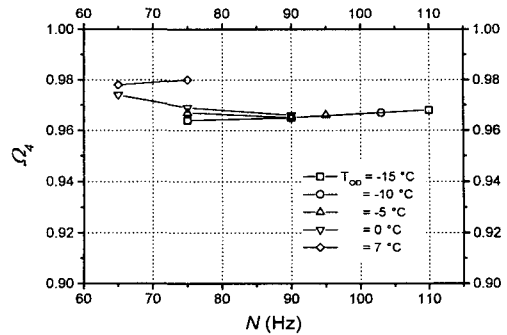


Fig. 13 Variation of ratio of power input based on MAP data as functions of rotating speed and outdoor temperature : prediction versus MAP data.

이 감소하나, 단위 유량당 소비입력은 반대로 증가되어 식(6)의 흡입구 엔탈피가 급증하는데 이는 결과적으로 흡입포트의 엔트로피를 과도하게 높게 추정하게 된다. 따라서 등엔트로피를 가정할 경우 토출포트의 엔탈피가 높게 계산되어 식(2)의 소비입력도 높게 예측된다.

ORNL 압축기 모델이 실제 과열도에 해당되는 흡입포트의 물성을 고려하여 MAP기준 성능을 보정하는데 과연 각 변수의 변화에 의하여 어느 정도 크기로 보정되는가를 보기 위하여 Table 1의 시험조건으로 예측된 유량 및 소비입력을 MAP 데이터와의 비율을 계산하여 Fig. 12와 Fig. 13에 나타냈다. Fig. 12에서 보면 예측유량은 전반적으로 MAP유량보다 큰 값을 갖는데, 이것은 본 연구의 열펌프 시험조건상의 과열도 또는 흡입온도가 MAP 시험데이터의 경우보다 낮아서 식(1)의 실제 흡입포트의 비체적이 MAP기준 비체적보다 작다는 사실로부터 판단될 수 있다.

예측유량은 실외온도가 낮아지면 MAP유량과의 편차가 커지며 시험된 회전수 범위에서 +5~+15% 정도로 크게 예측하고 있다. 예측 소비입력은 유량의 경향과는 달리 MAP기준 소비입력과 큰 편차를 보이지 않으며 Fig. 13에서 보면 예측값이 MAP 데이터보다 대략적으로 2~3% 정도 낮은 것을 알 수 있다. 소비입력은 앞에서 언급된 것처럼 실외온도(증발온도)에 따라서 크

게 변하지 않음을 확인할 수 있다.

위에서 본 것처럼 예측유량은 실외온도가 낮아짐에 따라서 실험치와 큰 차이가 있음을 알았고 특히 회전수가 증가될수록 더욱더 실험치보다 낮게 예측하는 경향으로부터 다음과 같은 내용을 고려해 보고자 한다. -15°C에서 예측치는 MAP기준 유량보다 +5~+15%정도로 높게 예측함에도 불구하고(Fig. 12) 실험치와 비교 시 크기는 -35%까지 낮은 값을 보이고 있다(Fig. 10). 소비입력의 경우 -15°C에서 +10~+30%로 높게 예측하나(Fig. 11) MAP기준에 대한 보정량은 -4% 이내이다(Fig. 13). 그러나 실외온도가 -5°C(증발온도 -10°C)보다 높은 영역에서는 유량과 입력이 공히 실험치와 예측치의 편차가 ±10%이내로 예측의 신뢰도가 유지됨을 알 수 있다.

이것은 -10°C이하의 증발온도에서는 MAP기준 성능데이터의 외삽(Extrapolation)으로 인한 신뢰도의 저하에 기인한다고 볼 수 있다. 즉 Fig. 4에서 보면 동일 회전수에서 MAP 최대치기준 유량비가 -10°C이하의 증발온도에서도 거의 직선적으로 감소하고 있는데, 이는 실험 데이터의 경향과는 일치되지 않음을 알 수 있다. 따라서 증발온도 -10°C이하의 영역에서 측정된 MAP 데이터를 확보하여 식(9),(10),(11)의 계수를 수정 보완한 후, 이 영역에서의 모델에 대한 재검토가 필요하하다. 그리고 본 연구에 적용된 MAP 데이터에서

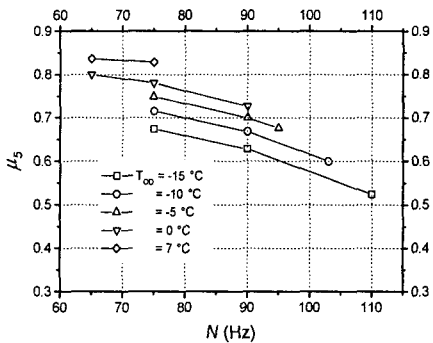


Fig. 14 Variation of ratio of mass flow rate based on actual maximum as functions of rotating speed and outdoor temperature : experiment versus actual maximum.

는 냉방전용 압축기에 적용하는 흡입구 온도 3.5°C를 기준으로 한 것으로 통상적으로 습증기가 유입되는 낮은 증발온도 영역에서 운전되는 압축기의 운전조건과는 다소 차이가 있다고 생각되어 흡입구의 기준온도 또는 기준 과열도를 보다 낮게 적용한 MAP성능 데이터에 대해서도 고려해 볼 필요가 있다고 생각된다.

그러면 열펌프 실험에 의하여 측정된 각 실외 온도에서 최적사이클이 구현된 경우 유량의 변화 거동을 체적효율과 연계시켜 분석해 보기 위하여 Fig. 14와 같이 실제 최대유량에 대한 측정치의 유량비를 실외온도 및 회전수의 함수로 표시하였다. 실제 실험조건에서 흡입포트의 열역학적인 물성을 흡입구 조건으로부터 정확히 계산한다는 것은 앞에서(흡입관 가열지수와 관련하여) 언급했듯이 상당히 어렵다. 그러나 Table 1의 시험조건에 해당되는 흡입온도로부터 식(6)의 흡입관 가열효과를 보정하여 흡입포트의 비체적을 계산하면 식(1)의 이론적인 토출유량에 접근한다고 볼 수 있다.

Fig. 14의 유량비는 체적효율로 간주될 수 있고 대략적으로 0.5에서 0.85사이의 값을 갖는 것으로 나타났다. 변화경향을 보면 유량비 또는 체적효율은 실외온도의 저하에 따라서 감소하며 또한 회전수의 증가에 따라서도 감소함을 알 수 있었다. 여기서 추가적으로 고려해야 될 사항은 왕

복동식 정속 압축기를 대상으로 하여 연구된 Dabirie와 Rice⁽³⁾ 및 ORNL모델은 체적효율이 일정하다고 하는 가정을 전제로 하고 있다. 정속 압축기에서는 어느 정도 이 가정이 타당성이 있으나 가변속 압축기를 대상으로 할 경우에는 Fig. 14에서 나타난 것처럼 고속운전 영역에서는 체적효율이 현격히 떨어지는 특성이 있다는 것을 고려해야 한다. 그리고 이는 가변속 압축기의 일반적인 효율특성(고속운전 영역에서 낮은 EER과 잘 부합된다고 볼 수 있다.

6. 결론

낮은 증발온도에서 작동되는 가변속 롤러형 배인 압축기의 성능특성을 파악하고 기존 ORNL 예측모델의 계산결과와 비교분석하기 위하여 Table 1의 열펌프 장착 성능측정 실험을 실시했고 예측프로그램의 입력데이터로 압축기 칼로리 미터에서 측정된 MAP기준 데이터에 대한 급수 근사식을 적용하였다.

(1) 열펌프 실험결과를 보면 최적사이클 구현 시 유량 및 소비입력은 모든 실외온도에서 동일하게 회전수의 증가에 따라서 직선적으로 증가하였고, 동일 회전수에서는 실외온도의 저하에 따라서 감소하는 경향을 보였다.

(2) 질량유량의 측정치와 예측치를 비교 시 실외온도가 낮아질수록, 회전수가 증가될수록 큰 편차로 예측치가 측정치보다 낮은 값을 보였다. 그러나 소비입력의 경우에는 실외온도가 낮아질수록 예측치가 실험치 보다 높은 값을 보였다. 실외온도가 -5°C(증발온도로는 대략 -10°C)이상에서는 유량편차가 ±10%이내이고 소비입력상의 편차는 ±15%이다. 증발온도 -10°C이하에서의 큰 편차는 이 온도영역에 대한 MAP 데이터의 근사추정에 의한 오차에 기인한 것으로 추정되므로 해당온도 영역에 대한 MAP 데이터를 확보하여 재검토할 필요가 있다고 생각된다.

(3) ORNL모델의 예측결과에 영향을 줄 수 있는 각종 보정계수 (F_v , F_{sh})를 변화 시켜본 결과, 예측결과에 5%이내의 영향을 주는 것으로 나타났다. 두 보정계수중에서 F_{sh} 를 0.33으로 적용 시 낮은 증발온도에서는 흡입포트의 엔트로피를 과도하게 높게 추정하므로 등엔트로피를 가

정하는 압축모델을 적용 시 토출측 상태를 예측하는데 있어서 큰 오차가 발생하게 되며, 이는 저온형 열펌프의 사이클 성능을 예측하기 위한 새로운 압축기 모델 설정 시 고려될 필요가 있다고 판단된다.

참고문헌

1. 박윤철, 하도용, 민만기, 1998, "인버터 압축기의 저속과 고속운전범위가 계절성능에 미치는 영향", 공기조화·냉동공학 논문집, Vol. 10, No. 2, pp. 173-179.
2. 최종민, 김용찬, 김종엽, 배영돈, 1997, "인버터 열펌프의 주파수 및 모세관 길이 변화에 따른 시스템 성능특성의 실험적 연구", 공기조화·냉동공학 논문집, Vol. 9, No. 1, pp. 64-72.
3. Dabiri, A. E. and Rice, C. K., 1981, "A compressor simulation method with corrections for the level of suction gas superheat", ASHRAE Transactions, Vol. 87, Part 2.
4. Cooper, W. D., 1974, "Refrigeration compressor performance as affected by suction vapor superheating", ASHRAE Transactions, Vol. 80, Part 2.
5. Fisher S. K. and Rice C. K., 1983, "The Oak Ridge heat pump model : A steady-state computer design model for air-to-air heat pumps", ORNL/CON-80/R1.
6. Jacob, J. J., 1976, "Analytical and experimental techniques for evaluating compressor performance losses", Proceedings of the 1978 Purdue Compressor Technology Conference, July 6-9.
7. ASHRAE Standard 23-78, 1978, "Methods of Testing for Rating Positive Displacement Refrigerant Compressors", American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Inc..
8. ASHRAE Standard ANSI/ASHRAE 116, 1983, "Methods of testing for seasonal efficiency of unitary air-conditioners and heat pumps", American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Inc..
9. Robinson, J. H., 1996, "The impact of charge on the performance of an air-to-air heat pump for R22 and three binary blends of refrigerants 32 and 134a", Master Thesis, Texas A&M University.
10. Stoecker, W. F and Jones, J. W., 1982, Refrigeration and Air Conditioning, McGraw-Hill, Inc..