

GHP 난방 모드 운전시 실시간 부하 추정방법에 관한 연구

서 정 아, 신 영 기[†], 오 세 제^{*}, 정 상 덕^{*}, 지 경 철^{*}, 정 진 회^{*}
 세종대학교 기계공학과, ^{*}(주) LS엠트론

A Study on Estimating Real-time Thermal Load During GHP Operation in Heating Mode

Jeong A Seo, Younggy Shin[†], Se-Je Oh^{*}, Sang-Duck Jeong^{*},
 Kyoung-Chul Ji^{*}, Jin Hee Jeong^{*}

Department of Mechanical Engineering, Sejong University, Seoul 143-747, Korea
^{*}LSMtron Co., Gyeonggi-do 431-848, Korea

(Received July 28, 2010; revision received November 12, 2010)

ABSTRACT: The present study has been conducted to propose an algorithm regarding real-time load estimation of a gas engine-driven heat pump. In the study, thermal load of an indoor unit is estimated in terms of air-side and refrigerant-side. The air-side estimation is based on a typical heat exchanger model and is found to be in good agreement with experimental data. When it comes to the refrigerant-side load, a pressure difference across a valve must be estimated. For the estimation, it is assumed to be proportional to a bigger pressure difference that is available either by measurement or by estimation. Relative good agreement between the air- and refrigerant- sides suggests that the assumption may be plausible for the load estimation. The summed flow rate of all of indoor units is in good agreement with the throughput of the compressor which are calculated from the manufacturer's software. Accordingly, estimated thermal loads are also in good agreement. The proposed algorithm may be further developed for improved control algorithm and fault diagnosis.

Key words: GHP(가스엔진구동 열펌프), Fault detection(고장검출), Compressor(압축기), Control(자동제어), Load estimation(부하추정), R410a

기 호 설 명

$a_{0,1,2}$: 압축기 성능 추정 상관계수	k_p	: 압력차 보정계수
c_p	: 정압비열 [kJ/kg-K]	\dot{m}	: 질량 유량 [kg/h]
c_r	: 유량보정계수	p	: 압력 [kPa]
d_p	: 밸브 포트 직경 [m]	\dot{Q}	: 체적유량 [m ³ /sec]
$g(x)$: 압축기 COP, 능력 등 성능 변수	T	: 온도 [°C]
		UA	: 총합열전달계수 [W/°C]
		x	: 압축기 회전속도 [rev/sec]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-3408-3284; fax: +82-2-3408-4333

E-mail address: ygshin@sejong.ac.kr

그리스 문자

ε : 열교환기 유용도

θ : 정규화된 밸브개도 [밸브스텝/최대스텝]
 ρ : 밀도 [kg/m^3]

하첨자

a : 공기
 i : 입구
 $IHXliq$: 실내기 액관온도센서 위치
 H : 냉매 고압측
 o : 출구
 $OHXliq$: 실외기 액관온도센서 위치
 ref : 냉매

1. 서 론

GHP(gas engine-driven heat pump; 가스엔진구동 열펌프)는 다수의 실내기, 엔진상태, 실외열교환기 등을 동시에 제어해야 한다. 동시에 운전되는 제어대상이 많을수록 대상 간의 간섭이 중첩되어 불안정성을 초래할 수 있으므로 안정화와 빠른 응답성을 갖는 제어 알고리즘의 확보는 해당 제품의 핵심 기술경쟁력이 되고 있다.

또한 시스템이 복잡하고 다루는 부품이 많은 관계로 운전자의 감시 없이도 자동으로 고장을 감지하거나 진단하는 기능은 제품의 신뢰성 및 경쟁력 향상을 위해 매우 중요하다.

각 실내기의 부하를 실시간으로 파악하고 그에 대응하여 압축기의 부하처리 능력을 신속하고 안정하게 제어하기 위하여 부하의 실시간 추정 알고리즘이 필요하다. Chang et al.⁽¹⁾은 실내온도, 설정온도, 실외온도의 보정계수와 실내기별 능력을 합산하여 압축기에 요구되는 능력을 추산하는 알고리즘을 제안하였다. 이 방법은 열환경챔버에서 몇 개의 주요 시험조건에 대하여 실험한 값들을 이용하여 조건변화에 따른 압축기 요구 능력을 예측하여 제어하고자 하는 것이었다.

그러나 본 연구에서는 GHP 제어기와의 실시간 통신을 통해 얻을 수 있는 데이터만을 이용하여 실시간 부하를 추정하는 알고리즘을 제안하고자 한다. 이 알고리즘이 타당하다고 판단되면 실시간 부하에 기반한 압축기 용량의 신속한 제어가 가능하여 응답성을 향상시킬 수 있고 고장검출 및 진단 등에도 활용할 영역이 많을 것으로 판단된다.

2. 시스템 구성 및 시험조건

Fig. 1은 복수의 실내기를 갖는 GHP의 간단한 구조를 도시한 것이다. 시스템 운전 데이터 중 본 연구의 부하추정에 필요한 측정 위치를 번호로 표시하였다. 번호별 위치는 다음과 같다: (1) 압축기 입구, (2) 압축기 출구, (3) 엔진냉각수와 열교환하는 판형열교환기 출구, (4) 실외열교환기 액관, (5) 실내기 액관, (6) 실내기 냉매 가스관.

바이패스 밸브는 압축기 대수운전 변경 시 압축기에 연결된 엔진속도 변동에 의한 냉매 고저압 변동을 줄이기 위해 변속 시 개방된다.

본 연구에 적용된 GHP는 LS엠트론사 제품으로서 R410a 냉매를 사용하고 엔진동력은 20마력 급이다. GHP에 연결된 실내기들의 주요 제원은 Table 1과 같다. 각 실내기별 난방능력, 팬 풍량, 팽창밸브 모델 및 본연구의 부하추정 시험 시 해당 실내기의 작동여부를 나타내었다. 데이터는 2010년 2월 4일 외기온도 0°C 근처 일 때 GHP를 운전하여 제어기에서 전송된 데이터를 저장하여 분석한 것이다. 그 외에 본 연구에서는 명시하지 않았지만 제안하는 알고리즘 타당성을 파악을 위해 다른 날 및 시험조건에 대하여 얻은 실험결과들과도 비교하였다.

3. 부하추정 알고리즘

3.1 실내기 냉매측 부하계산 방법

냉매측 부하를 계산하려면 실내기 입출구 엔탈피

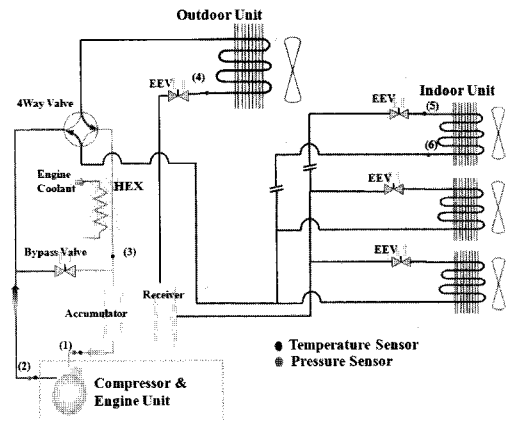


Fig. 1 Schematic of a gas engine-driven heat pump.

Table 1 Specification of indoor units in heating mode

No.	Capacity, kW	fan flow capacity, m ³ /min	Expansion valve model	run status
1	12.5	26	UKV-30D126	on
2	4	13	UKV-25D125	on
3	8	20	UKV-30D126	on
4	10	22	UKV-30D126	on
5	5	15.5	UKV-25D125	on
6	6.3	16	UKV-25D125	on
7	2.5	7	UKV-25D125	off
8	2.5	7	UKV-25D125	off
9			not available	off
10			not available	off
11	6.3	15	IPF-24D24	on
12	5	15	IPF-24D24	on

차와 냉매유량을 알아야 한다. 냉매유량에 영향을 미치는 변수들의 함수로 표현하면

$$\dot{Q} = fn(\Delta p, \rho, \theta, d_p) \quad (1)$$

상사법칙을 적용하기 위해 식(1)을 무차원식으로 표현하면

$$\pi = f(\theta) \quad (2)$$

$$\pi = \frac{\dot{Q}}{d_p^2 \sqrt{\Delta p / \rho}} \quad (3)$$

Fig. 2는 일본 Saginomiya사의 UKV-30D라는 냉매용 팽창밸브 모델의 정규화된 밸브개도 θ 에 대한 무차원수 π 의 특성을 나타낸 것이다. 실험에서 얻어진 상관식은 다음과 같다.

$$f(\theta) = 0.935\theta^4 - 1.9126\theta^3 - 0.2653\theta^2 + 2.554\theta - 0.3115 \quad (4)$$

팽창밸브를 통과하는 유체는 공기가 아니라 액체이므로 냉매에 관한 상관식이 필요하다.

중국 Midea사의 EXV-IPF-24D24 모델의 경우 R22 냉매에 대하여 응축온도 38℃, 증발온도 5℃, 과냉도, 과열도 모두 0℃일 때 팽창밸브 최대 개방

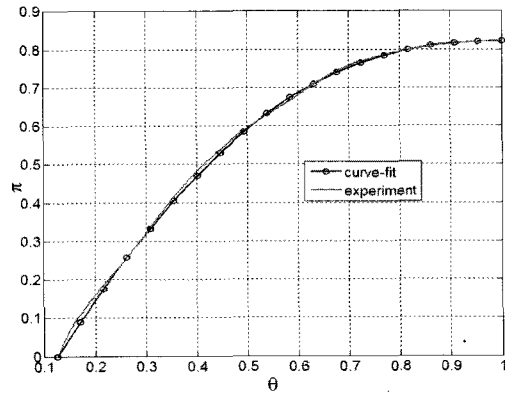


Fig. 2 Flow characteristic curve : Saginomiya UKV-30D, port diameter of 3 mm, $\Delta p = 10^6 Pa$, air.

시 증발 능력이 17.6 kW라고 명시되어 있으므로 이 결과를 식(2)에 적용하였으나, 액체 냉매와 기체 냉매의 차이로 인하여 식(2)를 그대로 적용할 수 없었다. 유량차이에 대하여 보정계수 $c_r = 0.52$ 를 적용하였다.

$$\pi = c_r f(\theta) \quad (5)$$

식(5)를 이용하려면 실내기 EEV(electronic expansion valve; 전자팽창밸브) 입출구 압력차를 알아야 하는데 Fig. 3에서 보는 바와 같이 실내기 EEV 출구 압력은 측정되지 않고 있으므로 이를 추정할 방법이 필요하다.

고압과 실내팽창밸브 출구압의 차이인데 실내팽창밸브 출구 압력은 측정되지 않고 있으므로 이를 추정할 방법이 필요하다. Fig. 3에서 실외 열교환기(난방 시 증발기) 입구인 실외 팽창밸브 출구는 포화상태 영역이므로 측정된 액관온도로부터 포화압력을 구할 수 있다. Fig. 4에 의하면 구하고자하는 압력차는 고압과 실외팽창밸브 출구의 포화압력과의 차이에 비례한다. 즉,

$$\Delta p = p_H - p_{HXliq} \cong k_p (p_H - p_{OHXliq}) \quad (6)$$

보정계수 k_p 는 압축기 순환유량과 실내기 전체의 냉매순환량이 일치해야 하는 질량보존 관계로부터 구하였으며 0.1024이다. 이는 응축기와 증발기 간의 압력차에 약 10%에 해당하는 압력강하이므로 실내

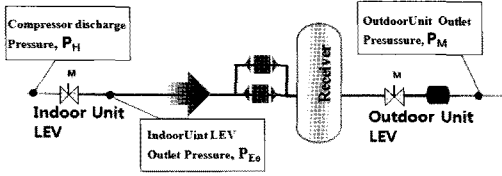


Fig. 3 Pressure measuring positions.

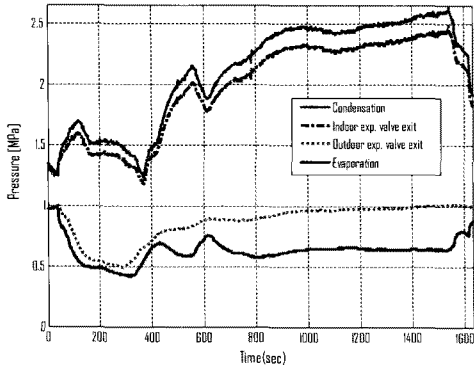


Fig. 4 Comparison of refrigerant pressures.

기 팽창밸브 출구 냉매는 대부분의 경우 액체상태로 판단된다. Fig. 4는 냉매 고압, 저압 및 실외팽창밸브 출구의 포화압력 그리고 식(6)으로부터 구한 실내 팽창밸브 출구압 거동을 나타낸다.

3.2 실내기 공기측 부하계산 방법

공기 측의 열부하는 다음 식에 의해 계산된다.

$$\dot{Q}_a = UA \frac{T_{a,o} - T_{a,i}}{\ln[(T_{ref} - T_{a,i}) / (T_{ref} - T_{a,o})]} \quad (7)$$

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_a c_{pa} (T_{a,o} - T_{a,i}) \quad (8)$$

위 식에 대하여 제어기로부터 얻을 수 있는 데이터는 T_{ref} 와 $T_{a,i}$ 이므로 공기토출온도 $T_{a,o}$ 와 UA 를 알아야 한다. 실내기 능력은 KS 시험기준에 따라 측정되고(KSB ISO 15042) 강풍시의 풍량이 알려져 있으므로 식(8)에서 $T_{a,o}$ 이 계산된다. 이 값을 식(7)에 대입하여 UA 를 구한다. 구한 UA 는 강풍모드에만 적용되므로 실내기 풍량변동(강풍, 중풍 및 약풍)에 따라 대류열전달 계수가 풍량의 0.8승에 비례한다고 가정하였다.

실제 운전 시에는 식(7)의 로그항 때문에 $T_{a,o}$ 의 계산이 어려우므로 대체식이 필요하다. 다음의 열

교환기 유용도 ϵ 식을 적용하여 해결한다.

$$T_{a,o} = \epsilon(T_{ref} - T_{a,i}) + T_{a,i} \quad (9)$$

실내기 냉매 응축 시 냉매측 열용량이 공기측보다 매우 크므로 유용도는 다음과 같이 근사될 수 있다.

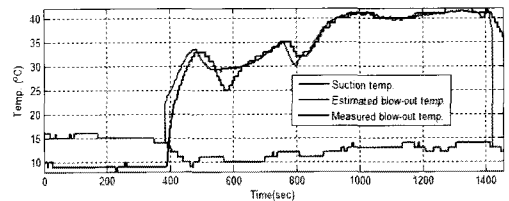
$$\epsilon = 1 - e^{-UA/\dot{m}_a c_{pa}} \quad (10)$$

Fig. 5는 공기 토출온도의 실측치와 식(9)의 예측치의 비교를 나타내며 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 일치하지 않는 부분은 UA 값을 알 수 있는 강풍운전 영역이 아니어서 토출온도를 추정하지 않은 데 기인한다.

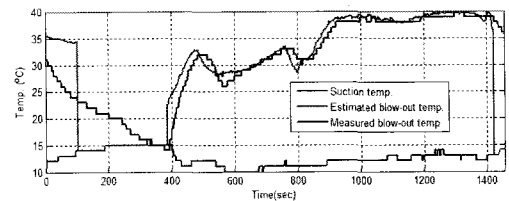
공기측 부하 측정에 의한 부하추정방법은 UA 가 출고 시의 성능을 유지한다는 가정 하에서 얻어진 것이다. 현장에서는 흡입필터와 열교환기 표면에 이물질이 퇴적되어 풍량이 줄고 대류 열전달 특성이 열화되므로 공기측 부하추정법은 출고시의 신제품 성능 대비 사용 중인 제품의 성능이 얼마나 저하되었는지 판단하는 근거가 될 수 있다.

3.3 압축기 능력 계산

압축기의 능력, 입력, 토출유량, 토출온도는 제조사의 데이터의 성능곡선모델을 사용하여 추정하였다.⁽²⁾ Fig. 6은 특정 응축온도와 증발온도에 따른 냉



(a) Indoor unit no. 1



(b) Indoor unit no. 4

Fig. 5 Comparison of estimated and measured blow-out temperatures.

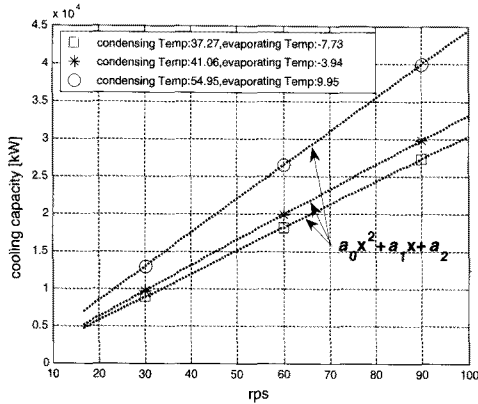


Fig. 6 An example of compressor performance according to speed.

방성능을 압축기 속도에 대하여 도식한 것이다. Fig. 6과 같이 구축된 실험 데이터베이스에 대하여 COP, 냉방능력, 냉매순환량 등을 응축 및 증발온도 별로 식(11)과 같이 일반식으로 표현하였다. 따라서 증발온도와 응축온도가 주어진 경우 계수 a_0, a_1, a_2 가 결정되고 식(11)에 의해 주어진 속도에 대해 순환냉매량 등 성능 관련변수들이 계산된다.

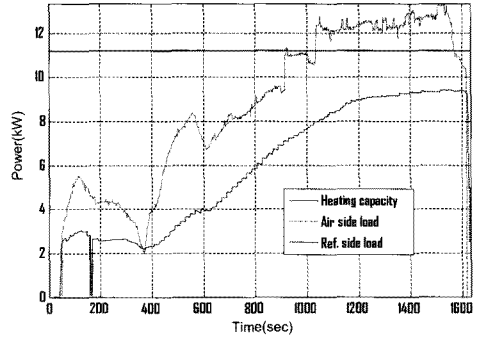
$$g(x) = a_0x^2 + a_1x + a_2 \quad (11)$$

압축기 제조사의 자료에 의하면⁽²⁾ 표준조건 운전시 성능변수들의 오차율은 $\pm 10\%$ 이다.

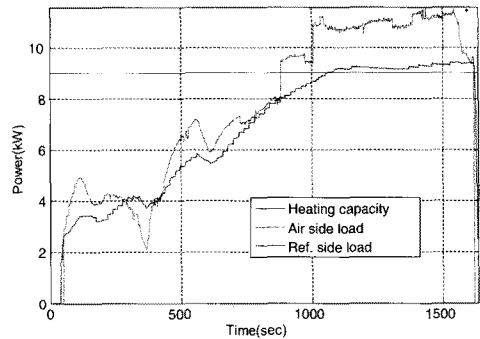
4. 공조장치 부하 추정 결과

4.1 냉매측과 공기측의 부하 추정 결과

Fig. 7은 실내기 1 및 4에서의 냉매측과 공기측 부하 추정결과를 비교한 것이다. 대체로 비슷한 경향을 나타내지만 1번 실내기는 다소 큰 오차를 나타낸다. 이는 부하의 참값을 알 수 없어 원인분석은 어렵지만 식(5)의 결과에서 보는 바와 같이 공기측 부하는 비교적 정확하다고 판단된다. 그 이유는 냉매측은 상변화와 압력강하 문제로 인한 실내기 입출구 엔탈피 계산에 오차 가능성과 실내기 팽창밸브 전후의 압력차를 식(6)으로 근사한데서 오는 불확실성이 크기 때문이다. Fig. 8은 전체부하에 대한 비교를 나타낸다. Fig. 8에 의하면 압축기 토출유량과 실내기별 합산유량이 경향 및 크기에 있어 좋은

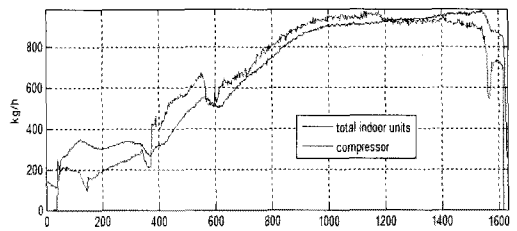


(a) Indoor unit no. 1

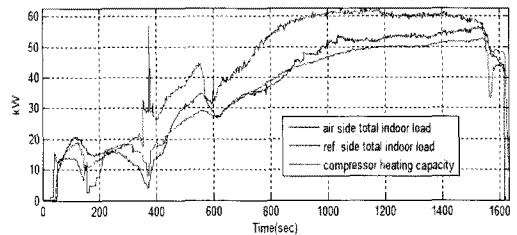


(b) Indoor unit no. 4

Fig. 7 Comparison of air and refrigerant side loads.



(a) refrigerant flow rates



(b) loads and capacity

Fig. 8 Comparison of loads and refrigerant flow rates.

일치를 보여주고 있다. 부하의 경우 공기측 실내기 부하합계와 냉매측 실내기 부하합계가 양호하며 압축기측에서 계산된 난방능력은 다소 높은 값을 나타내고 있다. 압축기의 난방능력 예측치는 제조사의 프로그램결과에 의존하고 있으므로 실내기별 부하합계와의 차이를 규명하기는 어렵다. 그러나 압축기 출구에서 각 실내기로 냉매가 배분되는 동안의 열 및 압력손실 그리고 각 실내기에서 모여 실외 열교환기를 거치는 중의 냉매 각종 손실을 고려하면 압축기 능력은 각 실내기 부하의 합산보다 커야할 것이다. 다만 그 차이가 Fig. 8과 같은 크기인지는 아직 판단하기 어렵다.

5. 결 론

다수의 실내기를 갖는 멀티 히트펌프는 일대일 방식보다 시스템이 복잡하여 고장 가능성도 높고 진단이 어려울 수도 있다. 실내기별로 노출되는 다양한 부하 때문에 제어도 간단하지 않다. 따라서 멀티 열펌프 시스템의 경쟁력은 신뢰성 있는 고장진단과 안정적이며 응답이 빠른 고급 제어 알고리즘을 구현하는 것이 매우 중요하다.

본 연구에서는 이러한 목적 구현을 위한 첫 단계로서 각 실내기별 부하를 실시간으로 추정하는 연구방법을 제안하였다. 실험데이터와 비교를 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 실내기 능력과 풍량 데이터를 이용하여 추정된 실내기 토출온도는 실험결과와 좋은 일치를 보이므로 공기측 부하 추정을 위한 타당한 모델로 판

단된다.

(2) 실내기 냉매 유량계산을 위한 실내기 팽창밸브 전후 압력차 추정모델은 다소 오차가 있지만 시스템 전체 부하 및 유량예측이 비교적 정확하므로 향후 모델 개선을 통해 냉매측 부하계산에 활용이 가능하다고 판단된다.

(3) 실내기 냉매측 및 공기측 부하를 합산한 결과는 압축기 제조사의 능력계산 결과와 양호한 일치를 보이고 있다.

(4) 공기측 부하는 필터나 열교환기에 이물질이 없는 신제품의 경우에 해당하므로 냉매측 추정 부하와의 비교를 통해 흡입계 막힘, 성능 열화 등을 실시간으로 진단하는 것이 가능할 수 있다.

후 기

본 연구는 2009년도 지식경제부의 재원으로 한국에너지 기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다.(KETEP No. 2006ECM11P291000).

참고문헌

1. Chang, S. D., Shim, M. S. and Cho, K. S., 2001, The Control Method for Inverter Driven Multi Heat Pump, SAREK Summer Conference, pp. 812-816.
2. Mitsubishi heavy industries ltd., 2009, Compressor (model GHP5185MVP) performance prediction program written in MS Excel.