

가스엔진구동 열펌프의 성능특성 시뮬레이션

채정민*, 권옥배, 양영명

한국가스공사 연구개발원 이용기기연구실

Simulation of Performance Characteristic of Gas Engine-Driven Heat Pump

Jungmin CHAE*, Okbae KWON, Youngmyung YANG

Gas Utilization Research Dept., R&D center, KOGAS

1. 서론

열펌프는 공급받은 에너지를 구동원으로, 저온열원의 열을 흡수하여 고온열원으로 방출하는 기기이다. 최근 경제적 여유와 쾌적한 생활의 욕구가 증대됨에 따라, 열펌프의 흡열기능을 이용하는 에어컨의 보급이 크게 증가하고 있다. 현재 국내에 보급되고 있는 에어컨은 전기에너지를 구동원으로 하고 있어 하절기 피크전력 발생의 주요원인이 되고 있다. 한편, 열펌프를 난방에 이용할 경우 공급에너지보다 많은 양의 에너지를 열로 얻을 수 있어 에너지절약에 유용한 기기라고 할 수 있다. 그러나 우리 나라는 겨울철 외기온도가 낮아 공기를 열원으로 하는 열펌프의 경우, 낮은 증발온도가 요구되고 이에 따라 성능계수가 크게 저하되어 남부지방 일부를 제외하고는 경제성이 희박하다고 보고되고 있다.

이러한 우리나라의 에너지 환경을 고려할 때, 난방운전시 약 75%의 에너지효율을 가지는 GHP(Gas engine driven Heat Pump)는 훌륭한 대안을 제시할 수 있다. GHP는 가스엔진을 압축기의 구동원으로 하는 열펌프로써, 난방운전시 엔진 및 배기가스의 배열 이용이 가능하여 시스템의 에너지 이용효율을 높일 수 있고, 하절기 냉방을 위하여 가스를 사용함으로써 냉방전력을 대체하고, 도입물량에 비해 수요가 극히 적은 하절기 가스수요를 창출함으로써 계절별 국가에너지 수급 불균형 완화에 크게 기여할 수 있다.

이에 따라 한국가스공사는 한국기계연구원과 1989년부터 1991년까지 GHP에 관한 연구¹⁾를 수행하였으며, 한국의 기후조건을 감안한 난방중대형 GHP 개발 프로젝트를 시행할 예정이다. 이 프로젝트의 선행연구로서 성능예측 및 설계 데이터의 축적을 위해 시뮬레이션을 수행 중이며, 미국의 ORNL(Oak Ridge National Lab)에서 개발한 열펌프 모델을 GHP에 적용할 수 있도록 수정하여 사용하고 있다.

2. 모델링

2-1. 시스템 모델링

본 연구에서 사용한 GHP 모델은 공기-공기 열펌프로써 Fig.1에서와 같이 증발기, 응축기, 압축기, 팽창밸브 등의 일반적인 냉동사이클 구성요소 외에 엔진과 배기가스의 배열을 회수할 수 있는 배열회수 부분이 추가되었다. 그리고 Fig.2는 모델로 하고 있는 GHP 사이클을 압력-엔탈피 선도(p-h diagram)에 나타낸 것이다.

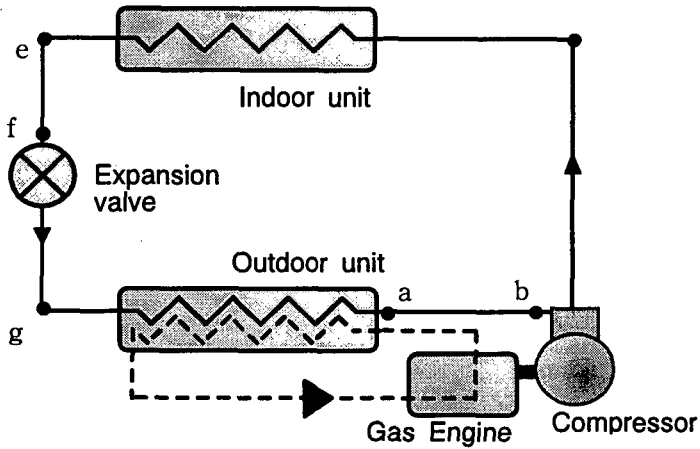


Fig.1 Schematic diagram of GHP system

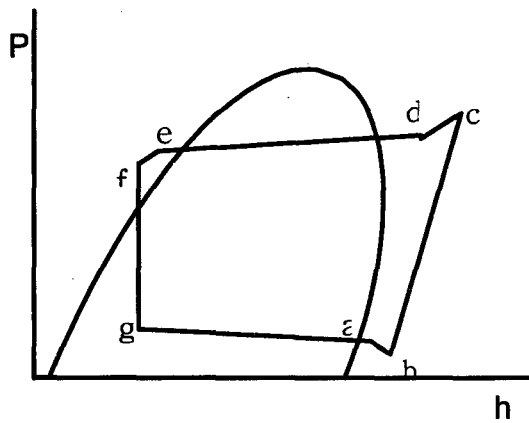


Fig.2 P-h diagram of GHP cycle model

난방운전의 경우 응축기를 실외기로, 증발기를 실외기로 사용하는데, GHP의 난방성능 특성을 파악하기 위해 외기의 상태, 엔진효율, 배열회수율 등을 파라미터로 이용하였다. 압축기모델을 시작으로 각 구성요소의 성능을 해석하고, 이 데이터를 바탕으로 질량 및 에너지 지배방정식을 이용하여 시스템 전체의 성능을 해석하였다. 시스템의 작동유체로는 R22을 사용하였고, 열역학적 물성은 R.E. Erth와 G.T. Kartsounes³⁾가 개발하고 R.C. Downing⁴⁾이 이를 다시 정리하고 체계화한 물성프로그램을 사용하여 계산하였다

2-2. 압축기 모델링

압축기의 모델링 방법으로는 Map- based model을 사용하였는데, 이 방법은 축동력과 냉매유량을 응축온도 및 증발온도의 함수로서 계산하는 방법이다. 설정한 난방부하에 맞는 압축기를 선정하고, 이 압축기의 기계적 특성을 이용하여 축동력 및 냉매질량유량을 계산하였다.

2-3. 배열회수 모델링

난방시 GHP에서 배열을 회수하는 방법은 여러 가지가 있지만, 본 연구에서는 배열을 이용하여 증발기로 들어가는 외기온도를 상승시켜 열펌프의 성능을 향상시키는 방법을 모델로 하였다. Fig.1에서와 같이 엔진 및 배기가스에서 발생한 열을 냉각수로 회수하고, 이 냉각수와 외기를 열교환 시킨다. 냉각수-공기 열교환기는 unmixed cross flow fin-tube형으로 구성하였으며, ϵ -NTU법을 이용하여 성능계산을 수행하였다. 실외기를 Fig.3과 같이 구성하여 증발기를 통하여 배열을 회수할 수 있는 구조로 하였다. 엔진의 출력 및 배열량은 압축기 모델에서 구한 엔진의 축동력을 이용하여 다음과 같이 계산하였다.

$$\dot{W}_{\text{engine}} = \dot{W}_{\text{comp}} / \eta_{\text{engine}} \quad (1)$$

$$\dot{Q}_{\text{wheat}} = \dot{W}_{\text{ENG}} / \eta_{\text{recovery rate}} \quad (2)$$

이러한 데이터를 바탕으로 다음 식과 반복계산을 이용하여 냉각수 유량 및 냉각수의 엔진출구 온도를 계산하였으며,

$$\dot{m}_{\text{coolant}} = \dot{Q}_{\text{wheat}} / (Cp_{\text{coolant}} \times \Delta T) \quad (3)$$

냉각수의 온도 및 유량 그리고 외기의 온도 및 유량을 바탕으로 ϵ -NTU 법을 이용하여 증발기로 들어가는 공기의 온도를 계산하였다.

2-4. 응축기 및 증발기 모델

본 시뮬레이션에서 사용된 응축기 및 증발기 모델은 staggered 배열의 unmixed cross flow fin-tube형 열교환기로 하였으며, ϵ -NTU법을 이용하여 성능계산을 수행하였다. 그리고 열교환기내의 냉매코일들은 평행한 상태로 냉매 회로를 이루며, 각 평행한 코일들은 return bend로 연결되어 설정한 단(step)수 및 열(row)수를 구성하는데, 본 모델에서는 실외기를 10단 2열로 설정하였다. 응축기와 증발기의 성능계산을 위해 냉매질량유량을 circuit수로 나누고 각 circuit을 과

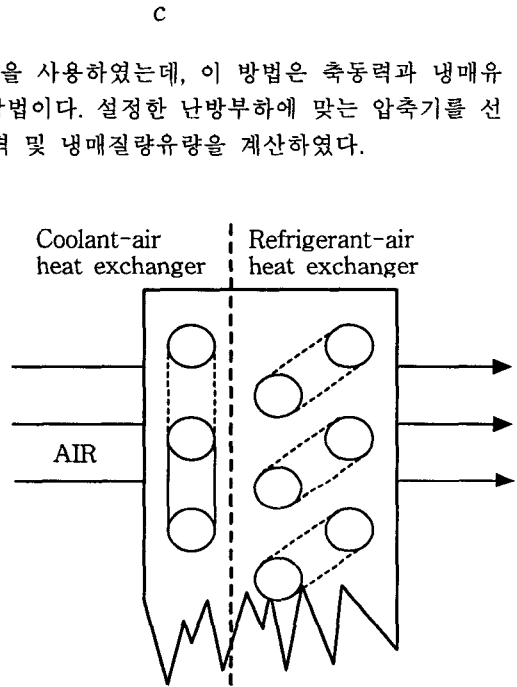


Fig.3 Model of outdoor unit heat exchanger

열, 과냉각, 이상 영역으로 나눈다. 그리고 각 영역에서의 열전달계수와 압력강하 등을 계산하고 이 값들을 더하여 circuit에서의 열전달계수와 압력강하를 계산한다. 최종적으로 각 circuit에서 구해진 전열량 및 압력강하 값들을 더하여 응축기와 증발기의 전열성능 계산을 종료하게 된다. 이상의 계산과정에서 냉매의 기상과 액상에서의 열전달계수를 구하기 위해 다음과 같은 Hiller & Glucksman관계식⁵⁾과 Dittus-Beolter상관식⁶⁾ 등을 이용하였다.

$$h = C_1 Gr C_{p,v} Pr^{-2/3} Re^{C_2} \quad (4)$$

$$h = 0.023 Gr C_p Pr^{(c-1)} Re^{-0.2} \quad (5)$$

응축영역에서는 다음의 Travis & Baron상관식⁷⁾을 이용하여 국소열전달계수를 계산하고 이를 적분하여 이상열전달계수를 계산하였으며

$$h(x) = k_1 Pr Re^{0.9} \frac{F(X_{tt})}{DF_2} \quad F(X_{tt}) < 1.0$$

$$h(x) = k_1 Pr Re^{0.9} \frac{F(X_{tt})^{1.15}}{DF_2} \quad 1.0 < F(X_{tt}) < 15 \quad (6)$$

증발영역에서는 다음의 Chaddock & Noerager의 관계식⁸⁾을 사용하여 국소열전달계수를 구하였다.

$$h_1(x) = 3.0 h_\ell \left(\frac{\rho_\ell}{\rho_v} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu_v}{\mu_\ell} \right)^{0.0667} \left(\frac{x}{1-x} \right)^{0.6} \quad \text{from two phase start point to dry out point}$$

$$h_2(x) = h_1(x_{do}) - \left(\frac{x - x_{do}}{x_o - x_{do}} \right)^2 (h_1(x_{do}) - h_v) \quad \text{post dry out region} \quad (7)$$

3. 계산방법

시뮬레이션은 압축기를 선정하여 사이클 고압부의 포화온도와 저압부의 포화온도를 이용하여 압축기 축동력 및 냉매질량유량을 구하였다. 그리고 압축기 모델에서 구한 냉매질량유량 및 냉매의 증발기 출구상태와 응축기 입구상태의 물성을 이용하여 감압기구 및 응축기의 성능을 해석한다. 다음으로 압축기와 팽창기구를 통과한 냉매질량유량이 허용된 공차 내에서 수렴하는가를 판단하여 고압부 및 저압부의 mass balance를 맞춘다. 만일 수렴하지 않으면 토출압력을 수정하여, 질량보존방정식이 수렴될 때까지 압축기, 응축기 및 감압기구모델을 반복계산한다.

수렴이 이루어지면 증발기 출구에서의 냉매 상태 및 냉매의 질량유량을 근거로 하여 증발기를 시뮬레이션 한다. 증발기 출구에서 요구되는 과열도와 계산된 과열도가 수렴하는가를 판단하여 수렴하지 않는 경우, 증발기로 들어가는 공기온도를 변화시키면서 반복계산한다.

이상의 반복계산을 통해 변화된 공기온도와 최초 입력데이터 파일에서 읽어들이 증발기측 공기온도를 비교하여 수렴하는가를 판단한다. 수렴하지 않을 경우 압축기 입구 포화온도(압력)를 변화시키면서 반복계산을 수행하여 변화된 공기온도를 설정값으로 조정한다. 그리고 배열회수 모델을 이용하여 외기의 상승온도를 계산하고, 이 승온된 공기를 열펌프의 열원으로 하는 사이클 시뮬레이션을 재수행하여 계산을 완료한다. 이상의 계산과정을 Fig.4에 나타내었다.

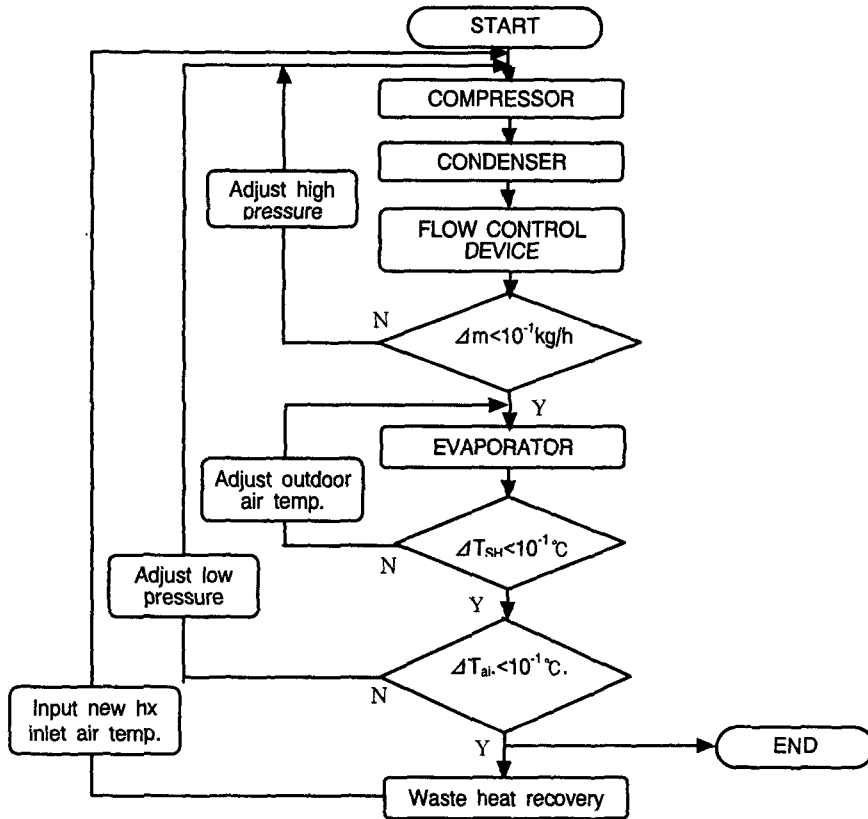


Fig.4 Flow chart of computation procedure

4. 시뮬레이션 결과

Fig.5는 외기온도 변화에 대한 GHP와 전기식 열펌프(Electric Heat Pump)의 난방능력(heating capacity) 그리고 외기온도가 15°C일 때 GHP와 EHP의 난방COP를 100으로 하여 온도강하에 따른 COP 변화를 나타내고 있다. 외기온도가 강하함에 따라 GHP와 EHP 모두 COP변화율 및 난방능력이 감소하는 경향을 나타내고 있다. R22의 경우 포화온도가 15°C에서 -15°C까지 5°C감소할 때마다 증기의 비체적은 15.7~18.8%정도 증가하고 이에 따라 압축기의 회전수가 일정하게 유지될 때 시스템의 냉매질량유량이 감소하여 응축기에서 얻을 수 있는 난방능력이 감소하는 것이다. 그리고 냉매질

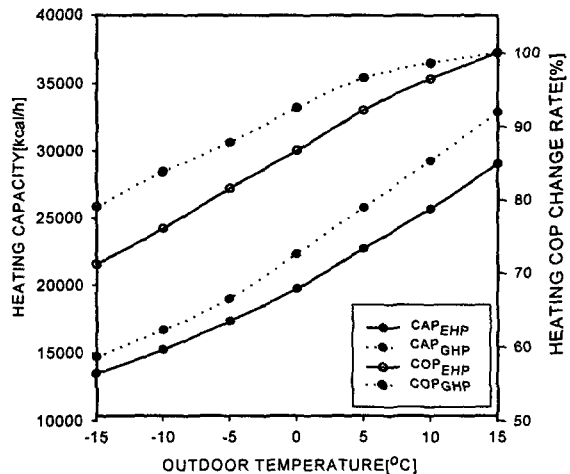


Fig.5 Heating capacity and COP change rate variation with outdoor temperature.

량유량이 감소하면 압축기에 필요한 축동력도 감소하지만 고저압차 증대에 따른 에너지유입이 수반되므로, 출력에너지에 비해 입력에너지의 감소율이 적어져 시스템의 COP가 감소하는 것이다.

COP의 변화율은 GHP가 EHP에 비해 외기온도의 영향을 적게 받는 것으로 나타나고 있는데, 이는 EHP가 외기온도 저하에 따라 체적효율이 크게 감소하는 압축기에 입력에너지 전량을 사용하는데 반해 GHP는 입력에너지의 일부만을 축동력으로만 사용하고 50%정도는 열에너지 형태로 출력하기 때문이다. 이러한 사실은 GHP의 경우 낮은 외기온도에서 적은 입력에너지 증가만으로도 부하에 대응할 수 있다는 것을 의미한다. 그리고 실제장치의 경우 부하에 대응하여 엔진이 회전수를 증가시키면 배열량 또한 증가하므로 신속한 부하 대응성 및 높은 에너지 효율을 얻을 수 있다.

또, GHP가 EHP에 비해 COP는 낮지만 난방능력(heating capacity)은 더 크게 나타나고 있다. 이는 응축압력이 동일할 때, EHP의 증발기에는 저온의 외기가 유입되어 열교환이 일어나는데 반해 GHP의 경우 배열에 의해 승온된 공기가 증발기로 유입되므로 EHP보다 사이클의 압축비가 작아지고 냉매질량유량이 많아져 응축기에서 얻을 수 있는 방열량이 증가하기 때문이다.

Fig.6은 외기온도 변화에 대한 GHP와 EHP, 그리고 발전효율을 감안한 EHP의 COP변화율을 나타내고 있다. 단순히 사용자 입구에서의 에너지상태를 기준으로 COP를 비교하면 EHP가 GHP에 비해 높게 나타나고 있는데, 이는 전기를 구동원으로 할 경우의 모터 효율이 엔진의 효율에 비해 훨씬 높기 때문이다. 그러나 Fig.5에서와 같이 외기온도 저하에 따른 성능계수 저하는 GHP가 적으며, 발전효율(35%)을 감안한 GHP의 COP는 오히려 EHP보다 30%이상 높게 나타난다. 따라서 GHP의 보급을 통하여 에너지사용의 효율성을 높일 수 있으며, 환경부하를 크게 경감할 수 있을 것이다.

Fig.7은 GHP의 시스템 에너지 효율이 75%로 일정하게 유지된다고 가정할 때, 외기온도 0°C와 5°C에 대하여 엔진의 효율 및 배열회수율의 변화에 따른 시스템의 COP변화를 보여주고 있다. 배열

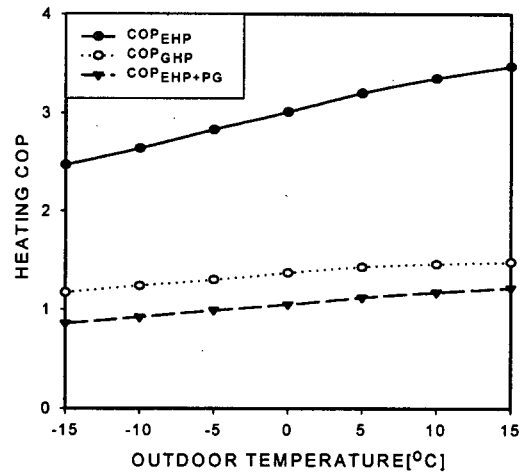


Fig.6 Heating COPs' evaluation with outdoor temperature for different systems. (EHP+PG : electric heat pump with the consideration of power generation efficiency)

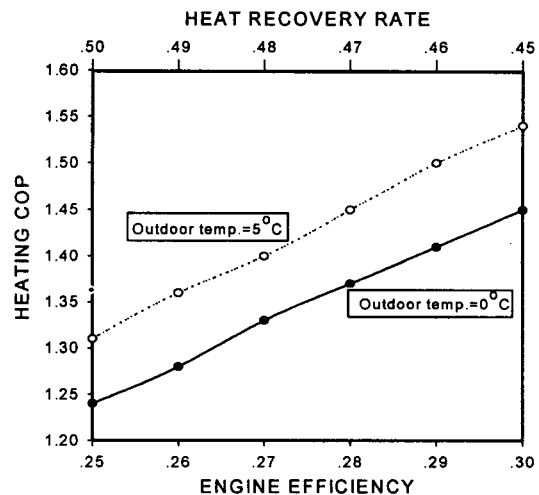


Fig.7 Heating COP variation with heat recovery and engine efficiency.

회수율이 감소하더라도 엔진효율의 증가에 따라 COP도 증가하고 있어, 회수되는 배열량보다는 엔진효율이 시스템의 성능에 더 큰 영향을 준다는 것을 알 수 있다. 이는 열펌프가 저온열원의 흡열량에 구동에너지만큼의 열량을 더 하여 고온열원으로 방열하는 기기이고, COP가 1이상임을 생각할 때, 엔진의 구동력증가는 열펌프 사이클의 성능향상에 직접적인 영향을 미치는데 반해 배열량은 열교환기를 거쳐 간접적으로 시스템에 영향을 주기 때문이다. 따라서 냉난방부하의 특성에 대응할 수 있는 최적화된 엔진의 설계가 필수적이라 할 수 있다.

Fig.8은 GHP와 EHP의 냉방COP를 비교한 것으로 GHP의 COP가 EHP에 비해 44%정도 낮게 나타나고 있다. 이는 모터와 엔진의 효율차에서 기인하는 것이며, 발전효율을 감안한다면 GHP의 COP가 19%정도 높다. 냉방운전의 경우 난방시와는 달리 에너지 효율면에서 GHP와 EHP간에 큰 차이가 나타나지 않는다. 이는 냉방시 배열이 폐열처리되기 때문인데, 하지만 배열을 급탕에 이용할 경우 보다 높은 에너지 효율의 달성이 가능하다.

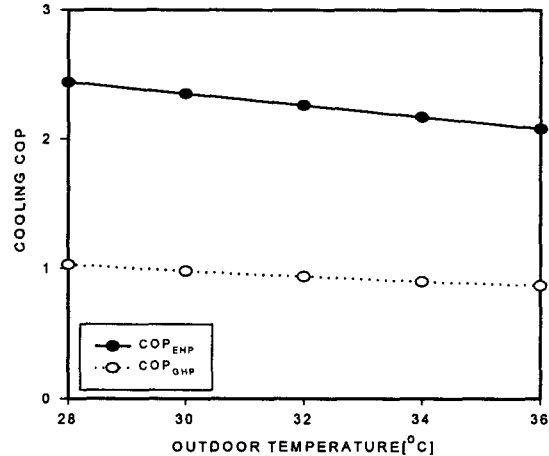


Fig.8 Cooling COP variation of GHP and EHP with outdoor temperature.

5. 결론 및 고찰

이상과 같이 GHP 시스템 모델링 및 시뮬레이션을 통하여 다음과 같은 사실을 알 수 있었다.

- 난방운전시 외기온도의 강하에 따라 GHP, EHP 모두 COP가 감소하였으나 GHP의 감소율이 적었다.
- GHP는 냉·난방 COP 모두 EHP에 비해 낮았지만 발전효율을 감안할 경우의 에너지이용율은 더 높았으며, 외기온도가 동일할 때 큰 난방능력을 나타냈다.
- 배열회수율보다는 엔진의 효율이 GHP 시스템의 성능에 미치는 영향이 더 크게 나타났는데, GHP에 맞는 최적화된 엔진 개발이 필수적인 선결과제라 할 수 있다.

본 연구에서는 시뮬레이션을 통하여 GHP의 개략적인 성능특성을 파악하였고, 앞으로 보다 구체적이고 부분적인 성능특성을 파악하기 위해서 엔진-냉각수 열교환기, 배기가스-냉각수 열교환기 등의 모델 개발이 필요하며, R22 대체냉매의 물성프로그램 개발도 이루어져야 할 것이다.

참고문헌

1. 한국가스공사, 냉·난방을 위한 가스엔진 구동 열펌프 기술개발, 1991
2. S.K. Fisher, C. K. Rice, The Oak Ridge Heat Pump Model, 1984
3. R.E. Erth and G.T. Kartsounes, "Computer Calculation of the thermodynamic properties

- of refrigerants 12, 22, and 502", ASHRAE Transactions, Vol.77, Part II, 1971
4. R.C. Downing, "Refrigerant Equations", ASHRAE Transactions, Vol.80, Part II, 1974
 5. C.C. Hiller and L.R. Glicksman, Improving heat pump performance via compressor capacity control-Analysis and Test, Vols. I and II, MIT Energy Laboratory report No. MIT-EL 76-001, 1976.
 6. F.W. Dittus and L.M.K. Boelter, University of California (Berkeley) Pub. Eng., Vol.2 p443, 1970.
 7. D.P. Travis, A.B. Baron and W.M. Rohsnow, "Forced convection condensation inside tubes: A heat transfer equation for condenser design", ASHRAE Transaction, Vol.79, Pt. 1, 1973
 8. J.B. Chaddock and J.A. Noerager, "Evaporation of Refrigerant 12 in a Horizontal tube with constant wall heat flux" ASHRAE Transaction, Vol. 72, Pt. 1, 1996
 9. 日本機械工業聯合會, ヒートポンプによる新分野とその可能性に関する調査研究報告書, 1984