

## 냉장고용 왕복동 압축기의 성능 해석

김만회<sup>†</sup>

경북대학교 기계공학부

### Thermal Performance Analysis of Reciprocating Compressors for Refrigerator-freezers

MAN-HOE KIM<sup>†</sup>

School of Mechanical Engineering, Kyungpook National University, 80 Daehakro, Bukgu, Daegu 41566, Korea

**Abstract** >> This paper presents a simple thermo-physical model of reciprocating compressors for household refrigerator-freezers. The compressor model has been developed based on thermodynamic principles and large data sets from the compressor calorimeter tests. The input data are compressor geometry (displacement and clearance volume), compressor speed, suction pressure and temperature, discharge pressure, and ambient temperature. The model can estimate mass flow rate and compressor power consumption within 3.0% accuracy, which is not much larger than measurement errors associated with calorimeter testing under ideal conditions.

**Key words** : Reciprocating compressor(왕복동압축기), Refrigerator-freezer(냉장고), Performance analysis(성능해석), Compressor model(압축기모델), Compressor efficiency(압축기효율)

#### Nomenclature

$C$  : clearance volume ratio,  $V_c/V_{disp}$   
 $h$  : specific enthalpy (J/kg)  
 $\dot{m}$  : refrigerant mass flow rate (kg/s)  
 $N$  : number of data points  
 $P$  : pressure (kPa)  
 $Q$  : heat transfer rate from shell (W)  
 $s$  : specific entropy (kJ/kg °C)  
 $T$  : temperature (°C)  
 $U$  : overall heat transfer coefficient (W/m<sup>2</sup>°C)  
 $V_c$  : clearance volume (m<sup>3</sup>)

$V_{disp}$  : cylinder displacement (m<sup>3</sup>)  
 $v$  : specific volume (m<sup>3</sup>/kg)  
 $W$  : compressor work (W)

#### Greek Symbols

$\varepsilon$  : effectiveness  
 $\eta_c$  : compressor efficiency  
 $\eta_v$  : volumetric efficiency  
 $\omega$  : compressor speed (rpm)

#### Subscripts

$amb$  : ambient  
 $cal$  : calculation  
 $cond$  : condenser  
 $dis$  : compressor shell discharge

<sup>†</sup>Corresponding author : manhoe.kim@knu.ac.kr

Received: 2016.3.24 in revised form: 2016.4.21 Accepted: 2016.4.30

Copyright © 2016 KHNES

*dp* : cylinder discharge port  
*evap* : evaporator  
*exp* : experimental  
*shell* : compressor shell  
*sp* : cylinder suction port  
*suc* : compressor shell suction

## 1. 서 론

압축기는 냉장고를 포함한 공기조화 냉동시스템의 주요 핵심 요소 중의 하나로 시스템의 에너지소비효율에 크게 영향을 미친다. 고효율 냉장고의 설계 및 해석을 위해서는 시스템에 적합한 압축기의 선정 및 성능 해석이 선행되어야 한다. 압축기의 성능 해석은 압축기 제조업체에서 제공하는 성능곡선을 이용하는 방법과 열역학적 해석 모델을 개발하여 사용하는 방법으로 나눌 수 있다. 압축기 제조업체에서는 일반적으로 실험적으로 도출한 압축기 성능곡선을 제공하는데, 이는 압축기의 소비전력과 냉매유량을 증발온도와 응축온도의 다항식으로 표시하는 것이다. 그러나 압축기 성능곡선은 일정한 주위온도와 흡입온도 조건에서 구한 것으로 압축기의 선정이나 성능비교에는 유용하나, 시스템 설계에 필요한 압축기의 성능 정보를 제공하는 데는 한계가 있다. 이런 경우는 압축기 성능해석 모델을 사용하는 것이 필요한데, 압축기의 열역학적 모델은 주어진 기존 정보를 가지고 시스템 설계 및 해석에 필요한 냉매 유량, 소비전력 및 토출온도를 산출하여 제공하는 것이다. 압축기 해석 모델의 입력 변수로는 압축기의 종류와 기하학적 형상(행정체적, 간극체적 등), 압축기 회전수, 흡입압력과 온도, 토출압력과 주위온도가 주로 사용된다.

그 동안 많은 연구자들이 압축기의 성능해석 모델에 관한 연구를 수행하여 왔다<sup>1-15)</sup>. Kim & Bullard<sup>12)</sup>는 소형 밀폐형 압축기에 대한 간단한 성능 해석 모델을 열역학적 이론과 압축기 칼로리미터 시험자료를 이용하여 개발하였으며, 시험자료와 잘 일치하는

것으로 보고하였다. Dabri & Rice<sup>3)</sup>은 흡입가스 가열을 고려한 압축기 모델을 개발하였는데 고압식 로타리 압축기의 성능은 아주 잘 예측하지만 저압식 왕복동 압축기의 성능 예측은 제한적인 것으로 보고하였다. Haier 등<sup>4)</sup>은 압축기 성능곡선과 주위온도가 냉장고의 소비전력에 미치는 영향을 미환경국(EPA, Environmental Protection Agency) 냉장고 해석 프로그램(ERA, EPA Refrigerator Analysis)을 이용하여 분석하였다. 그들은 주위온도 43.3°C에서 ERA를 이용한 압축기의 소비전력 예측값의 정확도를 5.1% 정도 향상시킬 수 있는 것으로 발표하였다. 압축기를 물리적으로 상세하게 해석하는 연구도 많이 발표되었는데, Prakash & Singh<sup>5)</sup>는 냉매를 이상기체로 가정하고 열역학적 1법칙을 이용한 왕복동 압축기의 수학적 모델을 개발하였다. Hiller & Glicksman<sup>6)</sup>은 상세한 왕복동 압축기 모델을 개발하고 실험자료와 비교하였으며, Domanski & Didion<sup>7)</sup>은 열펌프 시뮬레이션에 필요한 상세 압축기 모델을 개발하였는데 30개 이상의 입력변수가 요구되는 복잡한 모델이다. Todescat 등<sup>8)</sup>은 밀폐형 왕복동 압축기의 해석 모델을 압축기를 여러 부분으로 나누어 에너지 평형식을 이용하여 개발하였다. 그들은 압축기의 소비전력에 미치는 압축기 셸(shell)온도의 영향에 대해 보고하였다. Cavallini 등<sup>9)</sup>은 냉장고용 왕복동 압축기의 정상상태의 열해석 모델을 개발하고 R-134a와 R-600a 압축기의 시험자료와 비교하였다. Rigola 등<sup>10)</sup>은 밀폐형 왕복동 압축기의 수치해석 모델을 개발하였는데, 냉매 유량, 열교환, 오일의 영향, 복잡한 경계조건 및 기하학적 형상 등 상당히 많은 입력변수가 요구되는 복잡한 모델이다. Rasmussen<sup>11)</sup>은 가변 용량 인버터 압축기에 대한 열역학적 상세모델을 개발하였다. 이러한 대부분의 상세 압축기 모델은 압축기 내부 구조, 냉매유로의 복잡성과 열유동 특성의 과도 현상 등으로 매우 복잡하다. Klein & Reindl<sup>12)</sup>은 냉장고용 압축기의 냉매유량과 소비전력에 대한 단순

한 물리적 모델을 개발하였으며, 최근에도 왕복동압축기의 성능해석 연구가 많이 진행되고 있다<sup>13-15)</sup>.

본 연구에서는 R-134a 냉매를 사용하는 냉장고용 밀폐형 왕복동식 압축기의 단순한 열역학적 성능해석 모델을 개발하고 합리적인 압축기 성능자료를 시스템 설계자에게 제공하는 것이다. 이를 위해 기본적인 성능해석 모델은 Kim and Bullard<sup>1,2)</sup>가 제안한 물리적 모델을 이용하여 3개의 압축기 모델에 대한 압축기 성능 실험자료에 해석을 수행한다.

## 2. 압축기 모델

압축기의 열역학적 모델은 Kim and Bullard<sup>1,2)</sup>가 사용한 단순한 물리적 모델에 기초하여 개발하며, 문제를 단순화하기 위해 다음과 같은 가정을 한다.

- 냉매 유동은 정상상태
- 압축과정은 등엔트로피 과정
- 냉매의 운동에너지와 위치에너지 무시
- 냉매 유로에서의 압력손실 무시
- 냉매의 물성에 대한 오일 영향은 무시

본 연구에서 사용한 압축기의 개념도와 간단한 사양을 Fig. 1과 Table 1에 각각 나타내었다. 소형 밀폐형 왕복동식 압축기에 대한 냉매 유량은 압축기 회전수와 행정체적 및 체적효율로 부터 식 (1)과 같이 구할 수 있으며<sup>16)</sup>, 체적효율은 간극체적을 이용하여

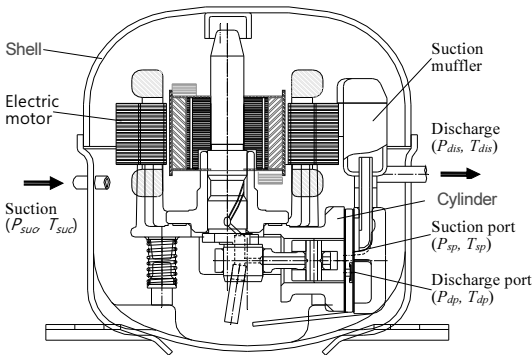


Fig. 1 Schematic diagram of reciprocating compressor

Table 1 Data sets for simulations

Compressor	Displacement/Clearance (cc)	No. of data points (N)
I	7.2/0.175	20
II	9.0/0.214	16
III	8.0/0.200	16

식 (2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{m} = 60 \frac{\eta_v V_{disp} \omega}{v_{sp}} \quad (1)$$

$$\eta_v = 1 - C \left( \frac{v_{sp}}{v(P_{dp}, s_{sp})} - 1 \right) \quad (2)$$

그리고 본 연구에서 사용한 왕복동 압축기의 흡입부와 흡입포트에 대한 비체적에 대한 실험식을 Fig. 2로부터 하기와 같이 도출할 수 있다.

$$v_{suc} = c_1 + \frac{c_2}{P_{suc}} \quad (3)$$

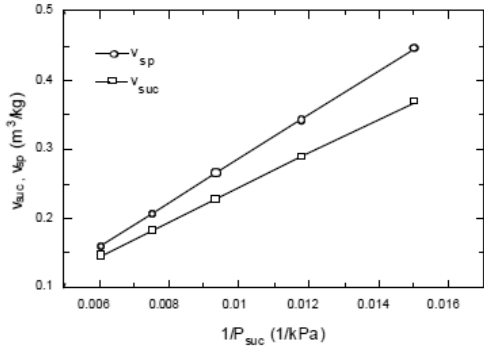
$$v_{sp} = c_3 + \frac{c_4}{P_{suc}}$$

여기서  $c_1, c_2, c_3, c_4$ 는 실험값에서 결정될 상수이다. 식 (3)을 정리하면 다음과 같이 실린더 흡입구에 대한 비체적을 압축기 흡입부에 대한 비체적의 선형 함수로 나타낼 수 있다.

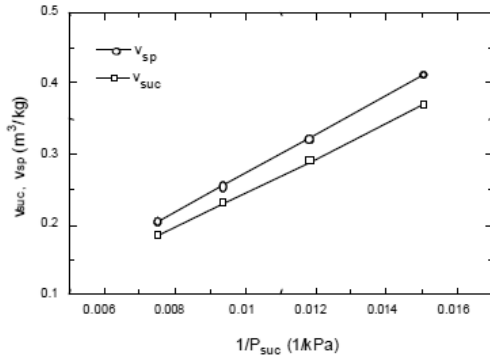
$$v_{sp} = a_1 + a_2 v_{suc} \quad (4)$$

여기서  $a_1, a_2$ 는 식 (3)의 상수들로부터 직접 구할 수 있는 상수이다. 또한, 식 (3)과 (4)의 상수들은 압축기 시험자료로 부터 다음과 같은 목적함수를 이용하여 계산할 수 있다.

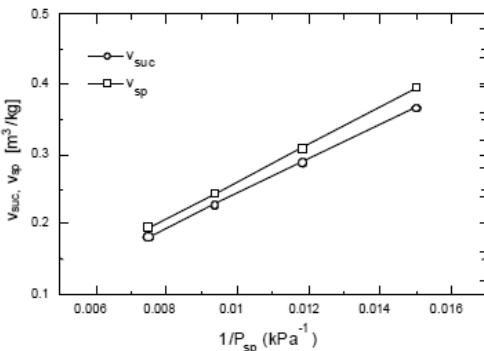
$$obj\_m = \min \sqrt{\frac{\sum_{n=1}^N \left( \frac{\dot{m}_{exp} - \dot{m}_{cal}}{\dot{m}_{exp}} \right)^2}{N}} \quad (5)$$



(a) Compressor I



(b) Compressor II



(c) Compressor III

Fig. 2 Specific volumes as a function of suction pressure

그리고 압축기 소비전력은 압축기 효율을 구하면 계산할 수 있다. 압축기의 등엔트로피 효율은 압축기 쉘 전체에 대해 적용하는데 여기서는 압축기 효율을 압축기 흡입구 전에서의 열전달은 무시하고 모터 효율은 고려하여 다음과 같이 표시하기로 한다.

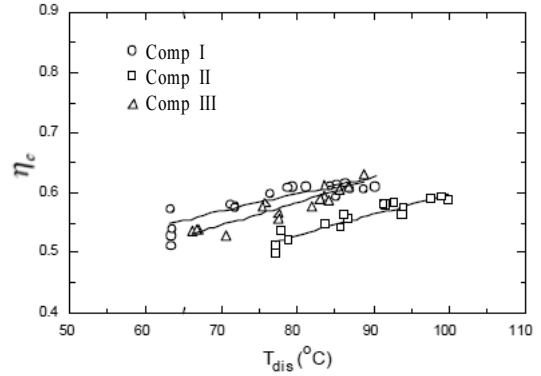


Fig. 3 Compressor efficiency as a function of discharge temperature

$$\eta_c = \dot{m}[h(P_{dp}, s_{sp}) - h_{sp}] / W \quad (6)$$

그리고 Fig. 3의 실험값으로부터 압축기 효율을 다음과 같이 압축기 토출온도의 선형함수로 나타낼 수 있다.

$$\eta_c = k_1 + k_2 T_{dis} \quad (7)$$

식 (7)의 상수들은 압축기 칼로리미터 실험 자료로부터 다음과 같은 압축기 소비전력에 대한 목적함수를 이용하여 계산할 수 있다.

$$obj\_W = \min \sqrt{\frac{\sum_{n=1}^N \left( \frac{W_{exp} - W_{cal}}{W_{exp}} \right)^2}{N}} \quad (8)$$

압축기 효율에 대한 쉘 표면온도의 영향에 대한 실험식은 압축기 윤활유의 점도에 대한 온도 영향을 간접적으로 나타내고 있는 것으로 생각할 수 있다. 압축기의 토출온도를 계산하기 위해서는 추가적으로 3개의 변수가 필요하다. 우선 압축기 쉘 전체에 대해 열역학 1법칙을 이용하여 다음과 같은 정상상태의 에너지 평형식을 사용한다.

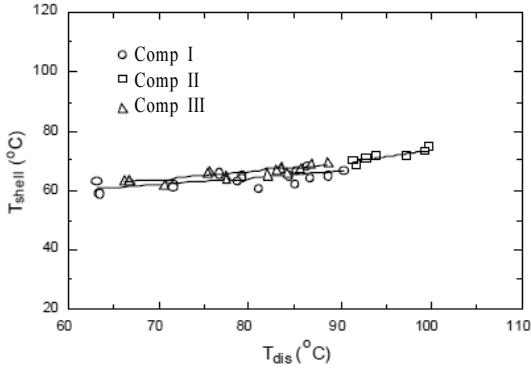


Fig. 4 Compressor shell temperatures as function of discharge temperatures

$$Q = W - \dot{m}(h_{dis} - h_{suc}) \quad (9)$$

압축기 셸온도는 Fig. 4에 나타난 시험자료로부터 토출온도의 선형함수로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_{shell} = a + bT_{dis} \quad (10)$$

여기서  $a, b$  는 실험 상수이며 단 두 개의 실험 자료로부터 결정될 수 있다. 그리고 압축기에서의 열손실은 아래 식 (11)과 같이 표현할 수 있으며, 압축기 셸 표면의 총괄열전달 계수 ( $UA_{shell}$ ) 는 식 (12)와 같은 열손실의 목적함수로부터 구할 수 있다.

$$Q = UA_{shell}(T_{shell} - T_{amb}) \quad (11)$$

$$obj\_Q = \min \sqrt{\frac{\sum_{n=1}^N \left( \frac{Q_{exp} - Q_{cal}}{Q_{exp}} \right)^2}{N}} \quad (12)$$

본 연구에서 사용한 실험자료는 압축기 칼로리미터에서 측정된 것으로 주위온도 32.2°C, 압축기의 회전수 3450 rpm는 일정하게 유지하였다. 본 논문에서 기술한 모든 상수를 구하기 위한 시뮬레이션과 최적

화 계산은 Newton-Raphson법에 기초한 EES 프로그램<sup>17)</sup>을 이용하여 구한다.

### 3. 결과 및 고찰

압축기 모델을 이용한 해석 결과를 Figs. 5~8에 실험결과와 비교하여 도시하였으며, Table 2와 3에는 산출한 실험식의 상수들과 RMS 오차 값을 각각 나타내었다. 전체적인 계산결과는 실험값과 비교적 잘 일치하였다. RMS 오차는 3% 이내이고 온도 값은 최대 오차가 3.8°C로 나타났다.

Figs. 5와 6에는 압축기의 체적효율과 냉매 질량유량을 압축기 종류에 따라 도시하였다. 체적효율은 예상과 같이 압축비에 따라 감소하는데, 압축비가 5에서 20으로 증가하면서 체적효율은 0.9에서 0.6으로 감소하는 것으로 나타났다. 압축비가 10 인 표준 운전조건에서의 체적효율은 0.83으로 나타났다. 냉매 질량은 Fig. 6에 나타난 바와 같이 전체 측정구간에서의 실험값과 아주 잘 일치하는 것을 알 수 있다. 이는 Fig. 2에 도시한 흡입부에서의 비체적이 흡입압력의 역수에 비례하는 것을 이용한 것으로, Fig. 2에서 알 수 있는 바와 같이 실린더 흡입포트에서의 비체적이 압축기 셸 흡입부의 값 보다 항상 크게 나타나

Table 2 Estimated parameters for the physical model

Comp	Estimated constants						$UA_{shell}$
	$c_3$	$c_4$	$k_1$	$k_2$	$a$	$b$	
I	-0.03135	31.85	0.367	0.00289	43.77	0.255	3.69
II	-0.00483	27.23	0.255	0.00343	26.27	0.474	3.65
III	-0.00652	26.65	0.315	0.00336	46.48	0.248	3.57

Table 3 RMS errors for the physical model

Comp	RMS errors		
	%		°C
	$obj\_m$	$obj\_W$	$\Delta T_{dis}$
I	2.50	0.52	3.5
II	1.47	2.85	3.8
III	1.48	2.10	3.7

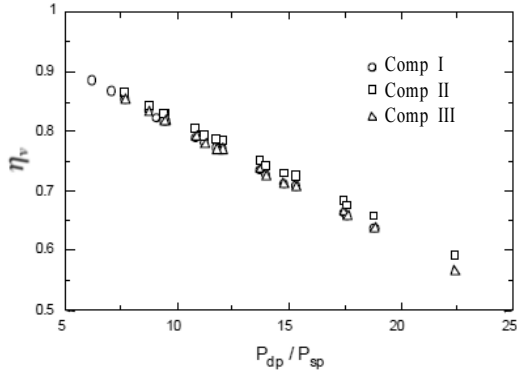


Fig. 5 Calculated volumetric efficiency

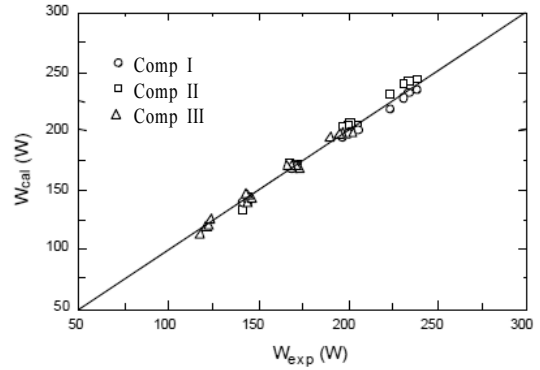


Fig. 7 Calculated and measured compressor powers

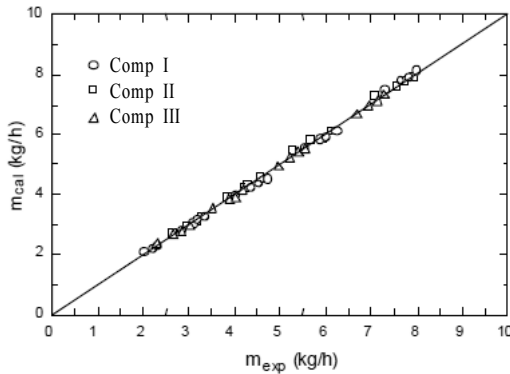


Fig. 6 Calculated and measured mass flow rates

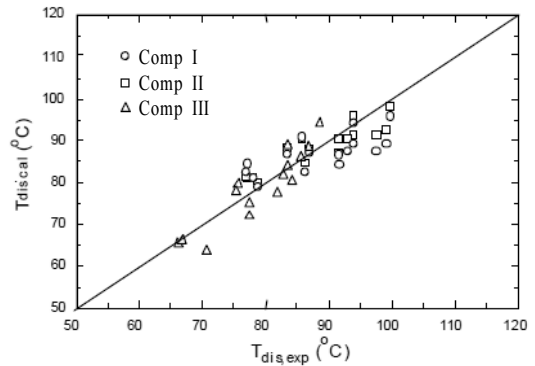


Fig. 8 Calculated and measured discharge temperatures

고 있는데 이는 흡입 냉매가스가 압축기의 모터와 기타 부품을 냉각하면서 가열되기 때문이다. 이러한 흡입 냉매가스의 가열 및 혼합은 냉매가스의 밀도를 변화시키고, 이는 냉매 질량유량에 영향을 미치는 중요한 요소가 된다.

Figs. 7과 8에는 압축기의 소비전력과 토출온도 해석 결과를 실험결과와 비교하여 도시하였는데, 비교적 실험값과 잘 일치하는 것을 볼 수 있다. 이러한 해석 결과는 Figs. 3과 4에 나타난 바와 같이 압축기의 효율과 셀 온도가 압축기 토출온도의 선형함수로 표시되는 결과를 이용한 것이다.

즉 이러한 함수관계를 이용하여 압축기의 토출온도와 압축기 셀의 총괄열전달계수( $UA_{shell}$ )를 구하는

데 사용되며, 결과적으로 이러한 변수들은 압축기의 소비전력과 토출온도에 영향을 주는 요소가 된다.

#### 4. 결 론

냉장고용 밀폐형 왕복동 압축기의 성능해석 모델을 간단한 열역학 법칙과 칼로리미터 실험자료를 이용하여 개발하여 실험값과 비교하여 검증하였다. 개발된 성능해석 모델은 압축기의 소비전력과 냉매 질량유량을 RMS오차 3% 이내에서 예측할 수 있는데, 제시한 성능해석 모델의 입력 변수는 실험자료에서 산출할 수 있는 7개의 물리적 상수들로 다른 상세한 열역학적 모델의 입력 변수에서 비해 아주 단순하다.

흡입가스의 가열 및 혼합에 의한 밀도의 증가는 냉매의 질량유량에 크게 영향을 주는 중요한 요인이며 윤활유의 점도는 압축기의 소비전력을 산출하는데 있어서 매우 주요한 요소가 된다. 압축기 제조자가 제공하는 성능자료를 통한 성능 곡선을 얻기 위해서는 18~20개의 다항식 상수가 요구되는데 비하여, 본 모델에서는 7개의 물리적 변수만 필요하기 때문에 실험횟수를 크게 줄일수 있다. 그리고 본 성능 해석 모델은 냉동시스템의 시뮬레이션에 필요한 압축기 자료, 즉 냉매의 질량유량, 소비전력 및 토출온도를 아주 작은 오차범위 안에서 제공할 수 있다.

## References

1. M.-H. Kim, C.W. Bullard, "A Simple Approach on the Thermal Performance Analysis of Small Hermetic Reciprocating Compressors," ASHRAE Trans, Vol. 107, Part 1, pp. 109-119, 2001.
2. M.-H. Kim, C.W. Bullard, "Thermal Performance Analysis of Small Hermetic Refrigeration and Air-Conditioning Compressors," JSME International Journal (B), Vol. 45, No. 4, pp. 857-864, 2002.
3. A.E. Dabiri, C.K. Rice, "A compressor simulation model with corrections for the level of suction gas superheat," ASHRAE Trans, Vol. 87, Pt. 2, pp. 771-782, 1981.
4. I. Haider, M.K. Lavannis, R. Radermacher, "Investigations of the EPA refrigerator analysis (ERA) software: compressor map and ambient temperature effects," ASHRAE Trans, Vol. 103, Pt.11, pp. 608-618, 1997.
4. R. Prakash, R. Singh, "Mathematical modeling and simulation of refrigerating compressors," Proceedings of the 1974 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 274-285, 1974.
5. C.C. Hiller, L.R. Glicksman, "Detailed modeling and computer simulation of reciprocating refrigeration compressors," Proceedings of the 1976 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 12-17, 1976.
6. P.A. Domanski, D.A. Didion, "Computer modeling of the vapor compression cycle with constant flow area expansion device," National Bureau of Standards, Building Science Series No. 155, 1983.
7. M.L. Todescat, F. Fagotti, A.T. Prata, R.T.S. Ferrerira, "Thermal energy analysis in reciprocating hermetic compressors," Proceedings of the 1992 International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 1419-1428, 1992.
8. A. Cavallini, L. Doretti, G.A. Longo, L. Rossetto, B. Bella, A. Zannerio, "Thermal analysis of a hermetic reciprocating compressor," Proceedings of the 1996 International Compressor Conference, Purdue University, West Lafayette, Indiana, pp. 535-540, 1996.
9. J. Rigola, C.D. Perez-Segarra, A. Oliva, J.M. Serra, M. Escriba, J. Pons, "Parametric study and experimental comparison of small hermetic refrigeration compressors using an advanced numerical simulation model," Proceedings of the 1996 International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 529-534, 1996.
10. B.D. Rasmussen, "Variable speed hermetic reciprocating compressors for domestic refrigerators," Ph.D. Thesis, Technical University of Denmark, 1997.
11. S.A. Klein, D.T. Reindl, "Develop data base for determining optimum compressor rating points for residential refrigerator and freezer compressors," RP-870 Report, ASHRAE, Atlanta, 1999.
12. F.A. Ribas, C.J. Deschamps, F. Fagotti, A. Morriesen, T. Dutra, "Thermal Analysis of Reciprocating Compressors - A Critical Review," International Compressor Engineering Conference, Paper 1907, 2008.
13. B. Tang, Y. Zhao, L. Li, G. Liu, L. Wang, Q. Yang, H. Xu, F. Zhu, W. Meng, "Thermal performance analysis of reciprocating compressor with stepless capacity control system," Applied Thermal Engineering, Vol. 54, pp. 380-386, 2013.

14. S. Chaudhary, D. Gupta, "Performance Analysis of Reciprocating Refrigerant Compressor," International Journal of Science and Research, Vol. 2, pp. 230-235, 2013.
15. T.M. Kuehn, J.W. Ramsey, T.L. Threlkeld, Thermal environmental engineering, 3<sup>rd</sup>ed., Prentice Hall, 1998.
16. S.A. Klein, F.L. Alvarado, Engineering equation solver, version 10.047, F-Chart Software, 2016.