

부하변화에 따른 hot-gas 바이패스 방식별 성능 비교 Performance Comparison of Hot-gas Bypass Types with the Variation of Refrigeration Load

백승문* · 윤정인*† · 손창효* · 허정호

Seung-Moon Baek*, Jung-In Yoon*†, Chang-Hyo Son* and
Jung-Ho Heo**

(접수일 : 2014년 8월 6일, 수정일 : 2014년 9월 2일, 채택확정 : 2014년 9월 2일)

Abstract: In this paper, three refrigeration systems bypassing hot-gas to compressor outlet, compressor and condenser outlet and evaporator inlet are theoretically compared to offer basic design data for performance depending on cooling load using a HYSYS program. The main results are summarized as follows : First, the COP of third system is the highest. Next, the COP of second system is higher than first one. And, the temperature of compressor inlet of third system is constant for all cooling load. Compared to first and second system, the compressor inlet temperature of the first system is higher than second one for all cooling loads. From the above results, third system, which is bypassing hot-gas to evaporator inlet, is more advantageous when considering the precise temperature control and excellent performance of oil and water cooler of industrial machine.

Key Words : Hot-gas Bypass, Vapor Compression Refrigerator, COP(Coefficient of Performance), Compressor Work, Temperature Control

— 기 호 설 명 —

P : Pressure [kPa]
T : Temperature [°C]
Q : Capacity [kW]
W : Work [kW]
m : Mass flowrate [kg/s]
h : Enthalpy [kJ/kg]

y : Bypass rate [%]

하첨자

c : Condenser
E : Evaporator

*† 윤정인(교신저자) : 부경대학교 냉동공조공학과

E-mail : yoonji@pknu.ac.kr, Tel : 051-629-6180

*백승문, 손창효 : 부경대학교 냉동공조공학과

**허정호 : 부경대학교 냉동공조공학과 대학원

*† Jung-In Yoon(corresponding author): Department of Refrigeration and Air-conditioning Engineering, Pukyong National University.

E-mail : yoonji@pknu.ac.kr, Tel : 051-629-6180

*Seung-Moon Baek, Chang-Hyo Son : Department of Refrigeration and Air-conditioning Engineering, Pukyong National University.

**Jung-Ho Heo : Department of Refrigeration and air-conditioning Engineering, Pukyong University, Graduate student.

1. 서 론

산업용 공작기계의 가공 정밀도를 향상시키기 위해서 가공 부위 온도를 일정하게 유지시킬 수 있는 오일 및 수냉동기의 개발에 관한 연구가 활발히 진행되고 있다.¹⁻⁸⁾ 즉, 공작기계는 절삭속도가 빠르기 때문에 공작물의 가공부위에 상당한 열이 발생되며, 열은 공작기계 부품과 공작물에 열변형을 초래하여 가공 정밀도와 기계의 신뢰성을 떨어뜨린다. 따라서 발열 억제를 위해 공작기계의 가공부위에 냉각된 오일 및 냉수를 공급한다. 이때 공급되는 온도가 일정할 경우, 공작물의 열변형을 방지할 수 있다.

기존의 산업용 공작기계용 오일 및 물의 온도 제어 방식은 냉동기를 on-off하는 방식이 대부분 사용되고 있다. 하지만, 이 경우 부하 변동 시 오일 및 물의 온도를 정밀하게 제어하지 못하며, 가동 및 정지를 반복함으로써 소비전력이 증가하는 단점이 있다.

이를 해결하기 위해 방법으로 hot-gas를 적용한 온도 제어에 대한 연구가 다양하게 진행되고 있다. 이러한 hot-gas를 이용한 온도제어법은 여러 가지 방법이 제시되어 있다.⁹⁻¹⁰⁾ 그러나, 어떠한 방식이 온도 제어 정밀성과 우수성을 가지고 있는지에 대한 명확한 이론이 확립되어 있지 않을 뿐만 아니라, 이에 대한 연구가 대단히 부족한 실정이다.

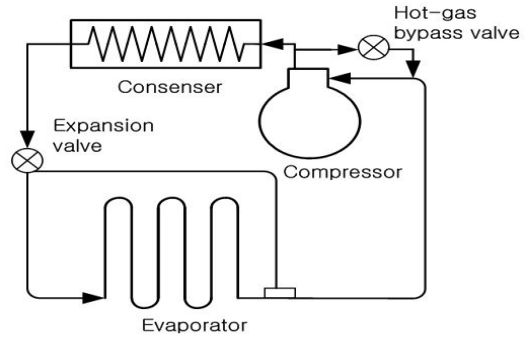
따라서 본 논문에서는 대표적인 3가지 hot-gas 바이패스 방식인 압축기 토출부 방식, 압축기와 응축기 토출부 방식, 증발기 흡입부 방식에 대한 성능을 비교하고자 한다. 이를 위해, 3가지 hot-gas 바이패스 방식을 상용프로그램인 HYSYS 프로그램을 이용하여 시뮬레이션한 후, 냉각부하 변화에 따른 hot-gas 바이패스 방식의 성능을 비교한다.

2. 바이패스 방식별 냉동장치 및 관계식

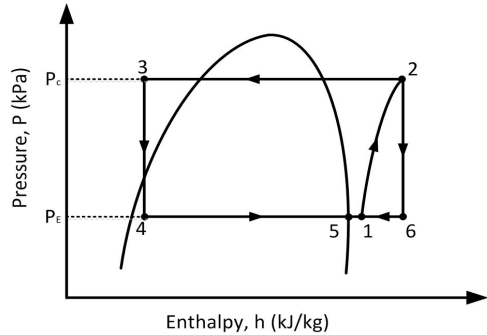
2.1 압축기 토출부 hot-gas 바이패스 방식

Fig. 1 (a)은 압축기 토출부의 고온고압 냉매가

스를 압축기 흡입부로 바이패스 시키는 방식의 냉동장치 개략도를 나타낸 것이며, Fig. 1 (b)는 냉동장치의 각 상태 점을 P-h선도에 나타낸 것이다.



(a) Schematic diagram



(b) P-h diagram

Fig. 1 Schematics and P-h diagram of hot-gas bypass type refrigeration cycle (type 1)

Fig. 1 (b)에서 압축기 토출 측과 압축기 흡입 측 사이 배관 중간에 설치된 밸브는 hot-gas 바이패스 밸브로써 증발기 부하변화에 따라 냉매유량을 제어하기 위한 것이다. 즉 증발기 부하변화에 따라 장착된 hot-gas 바이패스 밸브가 열려 응축기로 유입되는 냉매 유량을 감소시킨다.

그 결과 증발기로 유입되는 냉매 양이 감소되어 증발기 용량이 제어된다. 따라서 시스템의 용량을 감소시키게 된다.

Fig. 1 (a)와 (b)에서 1지점과 6지점의 냉매유량을 각각 m_1 , m_6 라고 하면, 압축기 흡입 측으로 유입되는 냉매의 바이패스율 y 는 식 (1)과 같다.

$$y = \dot{m}_6 / \dot{m}_1 \quad (1)$$

위 식의 바이패스율 y 는 1저점의 에너지 평형으로부터 식 (2)와 같이 각 지점의 엔탈피 값만으로 나타낼 수 있다.

$$y = (h_1 - h_5) / (h_2 - h_1) \quad (2)$$

따라서 압축기 입력일량 대한 증발기 냉동능력으로 정의되는 성능계수(COP)는 식 (1)과 식 (2)의 냉매의 바이패스율을 구하는 식으로부터 식 (3)과 같이 계산 할 수 있다.

$$COP = [(1 - y)(h_5 - h_4)] / (h_2 - h_1) \quad (3)$$

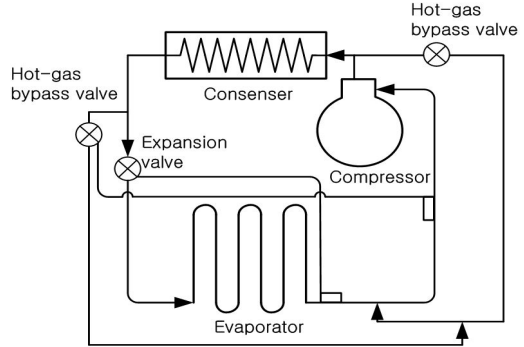
2.2 압축기와 응축기 토출부 hot-gas 바이패스 방식

Fig. 2 (a)는 압축기 토출부 고온고압의 냉매가스와 응축기 출구의 고온고압의 냉매액을 혼합시켜 압축기 흡입부로 바이패스 시키는 방식의 냉동장치 개략도를 나타낸 것이며, Fig. 2 (b)는 이 냉동장치의 각 상태점을 P-h선도에 나타낸 것이다.

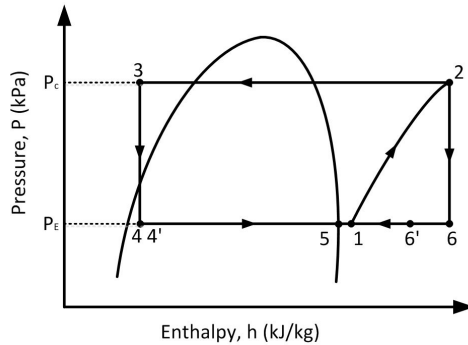
Fig. 1에서 설명한 바이패스 방식은 바이패스되는 고온 냉매의 영향으로 압축기가 과열될 우려가 있다. 따라서 이를 해결하기 위한 방안으로 압축기 흡입부로 유입되는 냉매증기를 냉각하기 위해 압축기 흡입관에 응축기에서 바이패스 시킨 저온의 냉매액을 혼합시켜 압축기 흡입측으로 보내는 방식이 Fig. 2이다.

하지만 이 방식을 응축기 출구의 냉매액과 압축기 토출부에서 바이패스 되는 냉매량에 따라 압축기 액압축이 발생될 수 있다. 따라서 이를 방지하기 위해 고온 냉매와 혼합 한 후, 포화 증기 상태로 압축기에 유입해야 하므로 운전 시에 한계가 존재한다.

응축기 출구에서 바이패스 되는 냉매액의 한계값(R_{limit})은 질량 및 에너지방정식을 적용하여 식 (4)와 같이 계산할 수 있다.



(a) Schematic diagram



(b) P-h diagram

Fig. 2 Schematics and P-h diagram of hot-gas bypass type refrigeration cycle (type 2)

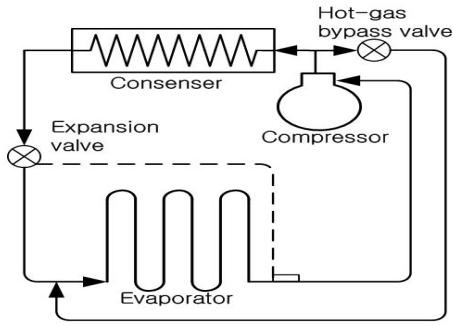
$$R_{limit} = \dot{m}_4 / \dot{m}_6 = (h_2 - h_5) / (h_2 - h_3) \quad (4)$$

그리고 이 냉동장치의 COP는 냉매 바이패스율과 냉매액의 한계값을 이용하여 아래 식 (5)로 계산할 수 있다.

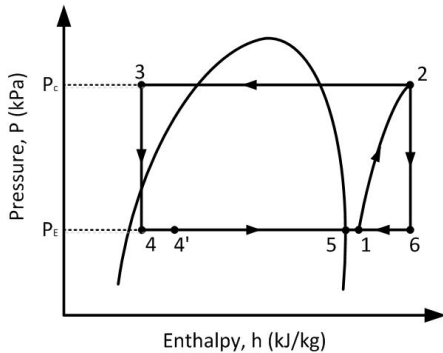
$$COP = \frac{(h_5 - h_4)}{(h_2 - yh_5) + \frac{yR_{limit}(h_2 - h_3)}{(1 - y)}} \quad (5)$$

2.3 증발기 흡입측 hot-gas 바이패스 방식

Fig. 3 (a)는 압축기 토출부의 고온고압의 냉매가스를 증발기 입구로 바이패스 시키는 방식의 장치 개략도를 나타낸 것이며, Fig. 3 (b)는 이 장치의 각 상태점을 P-h선도에 나타낸 것이다. 이 방식은 바이패스되는 고온 냉매를 압축기 입구로 보내는 방식이 아니기 때문에 압축기가 과열될 우려는 없다.



(a) Schematic diagram



(b) P-h diagram

Fig. 3 Schematics and P-h diagram of hot-gas bypass type refrigeration cycle(type 3)

우선, 팽창밸브와 hot-gas 바이패스 밸브를 통해 유입되는 혼합점에서 질량과 에너지 보존식을 적용하면 다음과 같다.

$$\dot{m}_{total} = \dot{m}_3 + \dot{m}_6 \quad (6)$$

그리고 증발기내 냉동능력은 바이패스 유량비 ($y = \dot{m}_6 / \dot{m}_{total}$)를 이용하면 식(7)로 정리된다.

$$Q_e = [\dot{m}_{total}(h_5 - h_3)] - [y \cdot \dot{m}_{total}(h_6 - h_3)] \quad (7)$$

이 장치의 COP는 냉동능력 Q_e 와 압축일량 W 의 관계로부터 식(8)로 계산할 수 있다.

$$COP = \frac{Q_e}{W} = \frac{(h_1 - h_3) - y \cdot (h_6 - h_3)}{(h_2 - h_1)} \quad (8)$$

Table 1 Assumed conditions

Parameter	Value	Unit
Refrigeration load	1~3	kW
Outdoor temperature	5, 15, 25, 35*	℃
Water temperature of evaporator outlet	10*, 15, 20, 25	℃
Condensing temperature	45*	℃
Evaporation temperature	5*	℃
Superheating degree	0*, 5, 10	℃
Pressure drop in heat exchanger	0*, 10, 20, 30	kPa
Compressor efficiency	70	%
*Reference values		

3. 가정 및 성능 분석 조건

전술한 3가지 hot-gas 바이패스 방식에 사용한 냉매는 R22이며, 열역학적인 물성치와 성능분석은 HYSYS 상용 소프트웨어를 이용하였다. 그리고 hot-gas 바이패스 방식별 성능 분석을 위해 다음과 같이 가정하였다.

- 열교환기내의 열 손실은 무시한다.
- 배관내 압력강하와 열손실은 무시한다.
- 운동에너지와 위치에너지의 변화는 고려하지 않는 것으로 가정한다.

본 절에서는 위의 3가지 방식을 각각 적용한 냉동사이클의 냉각부하, 외기온도, 출수온도, 과열도, 압력강하 조건에 따른 각 방식별 압축일량, COP, 바이패스 비율 y 를 구하고 이를 비교 및 분석하고자 한다. Table 1은 3가지 방식별 성능 비교를 위한 변수들의 적용범위를 나타낸 것이다. Fig. 4는 압축기 토출부 hot-gas 바이패스 방식을, Fig. 5는 압축기와 응축기 토출부 hot-gas 바이패스, Fig. 6은 증발기 흡입 측으로의 hot-gas 바이패스 방식을 각각 HYSYS 프로그램으로 모사한 것이다.

4. 결과 및 고찰

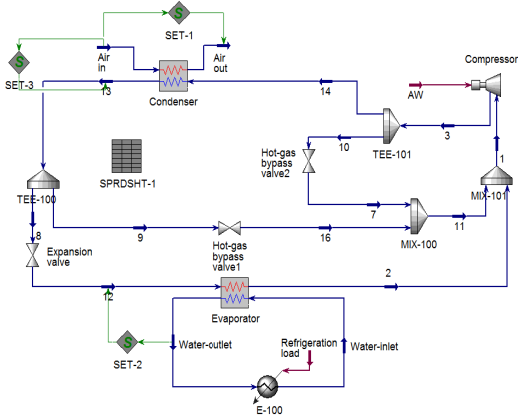


Fig. 5 HYSYS diagram of hot-gas bypass type refrigeration cycle (type 2)

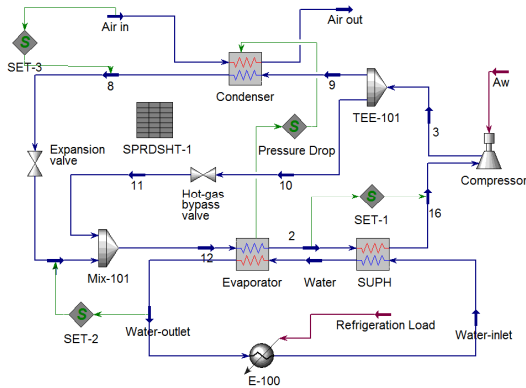


Fig. 6 HYSYS diagram of hot-gas bypass type refrigeration cycle (type 3)

Fig. 7은 전술한 3가지 방식의 부하 변화에 따른 압축일량을 서로 비교한 것이다. Fig. 7에서 알 수 있듯이, hot-gas 바이패스 1번과 2번 방식 증발기 냉각부하가 증가할수록 감소하는 경향을 보였다. 반면에 3번 방식은 냉각부하의 증가와 무관하게 압축일량은 변화가 없었다.

hot-gas 바이패스 1번과 2번 방식에서 냉각부하가 증가할수록 압축일량이 감소하는 이유는 압축기 흡입냉매의 온도가 낮아지기 때문으로 판단된다. 즉, 냉각부하가 감소하면 온도가 높은 바이패

스 냉매의 유량이 증가하고, 이와 혼합되는 증발기 출구 측 냉매량은 감소하므로 혼합 후 냉매인 압축기 흡입 측 냉매의 온도는 냉각부하 감소할수록 높아지기 때문이다. 압축과정은 등엔트로피 과정으로 같은 압력에서 압축기 흡입 측의 온도가 증가하면 응축압력까지 승압할 때 소요되는 소요 동력이 증가한다. 2번 방식의 경우는 1번 방식에 비해 압축기 입구 온도가 낮기 때문에 1번 방식에 비해 압축기 소요 동력이 적게 나타났다.

hot-gas 바이패스 3번 방식의 경우는 냉각부하 변화에 따른 압축기 흡입 냉매의 온도 변화 없이 일정하기 때문에 동일한 압축일량을 나타냈다. 그

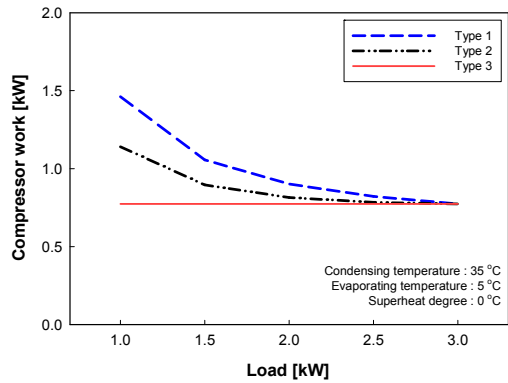


Fig. 7 The comparison of compressor work of type 1, 2 and 3 with respect to refrigeration load

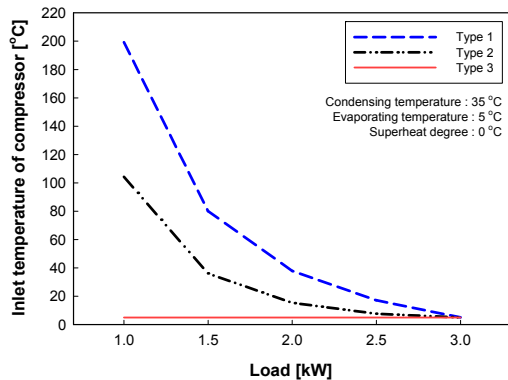


Fig. 8 The temperature comparison of compressor inlet of type 1, 2 and 3 with respect to refrigeration load

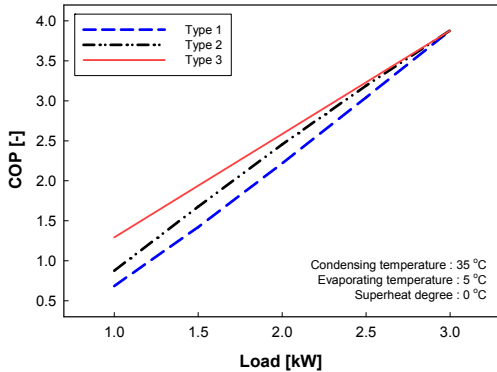


Fig. 9 The comparison of COP of type 1, 2 and 3 with respect to refrigeration load

리고 냉각부하가 최대가 되는 3 kW 지점에서는 3가지 방식 모두 같은 압축일량을 보이는 것을 알 수 있다. 변화에 따른 압축기 흡입 냉매의 온도 변화 없이 일정하기 때문에 동일한 압축일량을 나타냈다. 그리고 냉각부하가 최대가 되는 3 kW 지점에서는 3가지 방식 모두 같은 압축일량을 보이는 것을 알 수 있다.

Fig. 8은 hot-gas 바이패스 방식별 증발기 부하 변화에 따른 압축기 입구 냉매온도를 나타낸 것이다. hot-gas 바이패스 1번과 2번 방식에서의 압축기입구 냉매온도는 냉각부하가 증가할수록 감소하였다. hot-gas 바이패스 1번 방식은 압축기 토출부에서 바이패스 된 냉매가 압축기 입구로 혼합되기 때문에 3가지 방식 중에 압축기 입구 냉매온도가 가장 높으며, hot-gas 바이패스 2번 방식은 1번 방식에 응축기출구 측에서 바이패스 된 냉매가 혼합되어 압축기 입구로 혼합되기 때문에 hot-gas 바이패스 1번 방식보다 압축기 흡입 냉매온도가 낮다. 3번 방식은 바이패스 되는 냉매가 증발기 입구로 유입되는 방식이기 때문에 부하 변화에 상관없이 압축기 입구 냉매온도는 일정하게 나타났다.

Fig. 9는 hot-gas 바이패스 방식별 증발기 부하 변화에 따른 COP를 서로 비교한 것이다. Fig. 9로부터 hot-gas 바이패스 방식별 COP는 증발기 냉동부하가 증가할수록 증가하는 경향을 보였다.

또한 1, 2, 3방식에 대한 COP를 서로 비교하면

3번 방식, 2번 방식, 1번 방식 순으로 COP가 높게 나타났다. 그 이유는 동일한 냉동능력을 가지지만 압축일량이 그 역순으로 높기 때문이다. 압축일량이 높아지는 이유는 등엔트로피 과정인 압축과정에서 압축기 흡입 냉매온도가 높아지면 같은 응축압력을 상승시키더라도 더 많은 소요동력이 필요하기 때문이다. 압축기 흡입온도는 Fig. 9에서 알 수 있듯이 3번 방식이 전 냉각부하에서 동일한 온도를 보였고 1번, 2번 방식을 비교하면 1번 방식이 전 냉각부하에서 2번 방식보다 높은 온도를 나타내었기 때문이다.

5. 결론

지금까지 본 논문에서는 대표적인 3가지 hot-gas 바이패스 방식인 압축기 토출부 방식, 압축기와 응축기 토출부 방식, 증발기 흡입부 방식에 대해 HYSYS 프로그램을 이용하여 냉각부하 변동에 따른 성능을 이론적으로 서로 비교해 보았다. 그 결과를 요약하면 다음과 같다. 우선, 3가지 hot-gas 바이패스 방식에 대한 냉동장치의 COP는 3번 방식, 2번 방식, 1번 방식 순으로 높았다. 그리고 압축기 흡입온도는 3번 방식이 전 냉각부하에 대해서 일정한 온도를 나타내었고, 1번과 2번 방식을 비교하면, 1번 방식이 전 냉각부하에서 2번 방식보다 높은 온도를 나타내었다. 이상의 결과로부터, 산업용 공작기계용 오일 및 수냉각기의 정밀한 온도제어성과 우수한 성능 면에서 3번 방식인 증발기 흡입부 hot-gas 바이패스 방식을 이용하는 것이 유리하리라 판단된다. 따라서 향후 이에 대한 실험 장치를 설계 및 제작한 후, 실험을 통해 정확한 온도제어성과 성능의 우수성을 검증할 필요가 있다.

Reference

1. S. M. Baek, C. G. Moon, E. P. Kim, S. K. Jeong and J. I. Yoon, 2011, "The Characteristic Study of Capacity Control of an Industrial Cooler Using an Inverter Compressor with

- Varing the Ambient Temperatures", The Korean Society of Marine Engineering, Vol. 35, No. 2, pp. 238-243.
2. J. I. Yoon, K, H. Choi and S. M. Baek, 2013, "Methods of Temperature Control of an Industrial Refrigeration System", Journal of the Korean Solar Energy Society, Vol. 33, No. 4, pp. 1-7.
 3. S. W. Lee and C .W. Lee, 2007, "Assessment capability of oil cooler with Hot-gas", Korean society for precision engineering, No. 6, pp. 459-460.
 4. G. S. Roh and C. H. Son, 2009, "Performance analysis for load control of R744(carbon dioxide) transcritical refrigeration system using hot gas by-pass valve", Journal of the Korea Academia-Industrial cooperation Society, Vol. 10, No. 9, pp. 2189-2194.
 5. M. Yaqub, M, Z. Syed and J. R. Khan, 2000, "Performance evaluation of hot-gas bypass capacity control scheme for refrigeration and air-conditioning systems", Energy, Vol. 25, No. 6, pp. 543-561.
 6. S. W. Lee, H. K. Yeom and K. J. Park, 2009, "Performances of Hot Gas Bypass Type Oil Cooler System", Journal of the Korean Society for Precision Engineering Vol. 26, No. 3, pp. 73-80.
 7. S. M. Beak, J. H. Choi, J. Y. Byun, C. G. Moon, H. S. Lee, S. K. Jeong and J. I. Yoon, 2009, "Characteristics of Temperature Control by Hot-gas Bypass Flow Rate on Industrial Water Cooler", The Korean Society of Marine Engineering, Vol. 33, No. 8, pp. 55-62.
 8. J. H. Choi, S. M. Baek, B. J. Jin, W. J. Choi, C. G. Moon, H. S. Lee and J. I. Yoon, 2009, "Performance Characteristics of Cooler Controled Capacity Using Hot-gas Bypass," ICHMT CONV-09. Proceedings of International Symposium on Convective Heat and Mass Transfer in Sustainable Energy, Tunisia, pp. 502-505.
 9. J. S. Byun, J. H. Lee and D. J. Chang, 2008, "Frost retardation of an air-source heat pump by the hot gas bypass method", International Journal of Refrigeration, Vol. 31, No. 2, pp. 328-334.
 10. S. P. Nam, D. H. Shin, H. J. Lim and K. S. Jeong, 2010, "A Study on the Open rate Electronic Expansion Valves and Hot Gas Bypass Valve for varied Load Chiller", Korean Society for Precision Engineering, The 2010 Spring Conference, pp. 1083-1084.