

빙축열 시스템 냉동기 성능 및 축열밀도 현장측정 기법연구

신 영 기[†], 양 훈 철^{*}, 태 춘 섭^{*}, 조 수^{*}, 김 영 일^{**}

세종대학교 기계공학과, *한국에너지기술연구원, **서울산업대학교 건축학부

In-Situ Measurement of Chiller Performance and Thermal Storage Density of an Ice Thermal Storage System

Younggy Shin[†], Hooncheul Yang^{*}, Choon-Seob Tae^{*}, Soo Cho^{*}, Youngil Kim^{**}

Department of Mechanical Engineering, Sejong University, Seoul 143-747, Korea

^{*}Building Energy Research Center, Korea Institute of Energy Research, Taejeon 305-343, Korea

^{**}School of Architecture, Seoul National University of Technology, Seoul 139-743, Korea

(Received June 16, 2005; revision received November 16, 2005)

ABSTRACT: In-situ measurement was made to evaluate chiller performance and thermal storage density of an ice thermal storage system. The system belonged to a big hotel and the measurement was conducted during late October. Owing to very small cooling load, the data logging was possible for a single thermal storage cycle. However, operation history of the chiller showed a relatively good spectrum of data for performance evaluation. COP and thermal storage density were calculated. The COP at full load was about 4.07, which was lower than 4.8~6.4 of new chillers. The measured storage density was about 10.9 RT-h/m³ (=152 MJ/m³), which also was lower than a criterion of normal performance (above 13.0 RT-h/m³ or 181 MJ/m³). The study result provides technical basis for quantitative ESCO business scenario.

Key words: Chiller(냉동기), Ice thermal storage system(빙축열 시스템), COP, Thermal storage density(축열밀도), Turbo chiller(터보냉동기), ESCO(에너지절약전문기업), Peak load(첨두부하)

기 호 설 명

COP : 성능계수
 Q_e : 냉동용량 [kW]
 T_{cwi} : 응축기 2차유체 입구온도 [K]
 T_{ewo} : 증발기 2차유체 출구온도 [K]

1. 서 론

여름철 전력 첨두부하로 인한 발전소 용량증설의 비효율성을 개선하기 위하여 관련 법규는 연면적의 합계가 3천 m² 이상인 업무시설, 판매시설 또는 연구소는 해당건축물에 소요되는 주간 최대 냉방부하의 60% 이상을 수용할 수 있는 용량의 축냉식 또는 가스를 이용한 중앙집중 냉방 방식으로 설치할 것을 의무사항으로 규정하고 있다.⁽¹⁾ 에너지 사용합리화의 측면에서 대형 건물에 빙축열 시스템이 설치되기는 하지만 다음과 같은 이유로 현장에 설치된 빙축열 시스템의 성능측정

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-3408-3284; fax: +82-2-3408-3333

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

은 거의 이루어지지 않고 있다. 첫째, 에너지 사용비용은 건물사용자가 부담하는 것이므로 건물주 입장에서는 냉난방 시스템의 효율에 관심이 없고 초기 설치비용 최소화가 주된 관심사항이다. 따라서 빙축열 시스템 제조업체는 성능개선보다는 원가절감에만 비중을 두게 되어 시스템 성능이 열악해지며 이는 국가적으로 에너지 낭비와 기술경쟁력 약화를 초래한다. 둘째, 대형 빙축열 시스템 성능측정을 위한 정상상태 구현용 시험설비가 고가이고 이를 구비할 만한 경제적 이점이 없다. 따라서 현장설치 후 시운전시 정상상태 근처에서의 소비전력, 측정된 몇 가지 온도정보 등으로부터 빙축열 시스템이 정상운전인지의 가부 판단으로 성능평가가 종료된다.

가장 이상적인 열원기기 성능진단은 현장에서 부하에 따른 냉동기 및 빙축열 시스템 성능을 몇 가지 간단한 측정장치로 진단하는 것일 것이다. 그러나 기술적으로 어려운 점은 하루 중의 냉방 부하가 수시로 변동하여 부하별 정상상태 파악이 어렵고, 작동유체의 온도 및 유량 측정이 간단하지 않다는 점이다.⁽²⁾ 본 연구에서는 S호텔의 빙축열 시스템을 대상으로 한 현장 진단기법 개발 및 측정결과를 토대로 열원기기 성능진단 표준화에 필요한 시험방법의 기초를 제시하고자 한다.

2. 현장 성능측정 방법

S호텔에 적용된 빙축열 시스템은 여러 대가 있

으나 본관 고층부의 객실, 연회장, 사무실 등의 냉방부하를 담당한 한 개의 시스템을 대상으로 하였다. 해당 시스템의 대상 터보냉동기 용량은 450 USRT이고 캡슐형 축열매체를 사용하고 있다. Fig. 1은 대상 시스템의 개략도와 열유체 물리량 측정센서들의 위치를 나타낸다. 온도계, 유량계 등의 센서는 D사가 빙축열 시스템 제어 및 빌딩 통합관리를 위하여 설치한 것으로서 실시간 데이터 로깅이 가능하다. 온도센서의 경우 배관 내 유체온도를 정확히 측정할 수 있도록 Pt 1,000 Ω의 축온저항체 온도센서를 배관 내에 설치된 써모웰(thermo-well)에 삽입하였다. 전기시공업체인 K사는 냉동기, 펌프 등 열원기기에 소요되는 전력을 구성요소별로 전력계를 설치하여 모니터링 하고 실시간 데이터 로깅도 가능하게 하였다. 따라서 기존 업체들이 설치한 센서들의 데이터 출력파일만 잘 정리하면 현장에 설치된 빙축열 시스템의 성능측정에 필요한 데이터가 확보되는 것처럼 보였다. 그러나 성능측정에 가장 중요한 작동유체의 유량 데이터가 누락되었다. D사가 유량 측정을 위해 배관 내 오리피스와 차압센서를 설치하였으나 정확도 및 내구성 문제 등으로 인하여 유효한 유량 데이터로 사용하고 있지 않았다.

현장 성능측정은 가동 중인 설비의 운전에 지장을 초래하지 않으면서 가능한 한 짧은 시일에 완료되어야 한다. 현장 성능측정기술은 해당 시스템의 에너지 소비효율을 진단하는 것이지만 궁극적으로 TAB나 ESCO 사업을 가능하게 할 중

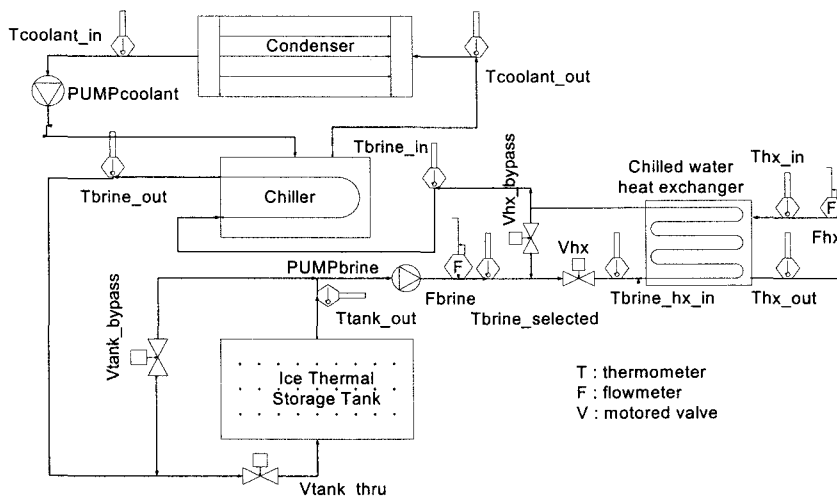


Fig. 1 Schematic of the thermal storage system and its sensors for data logging.

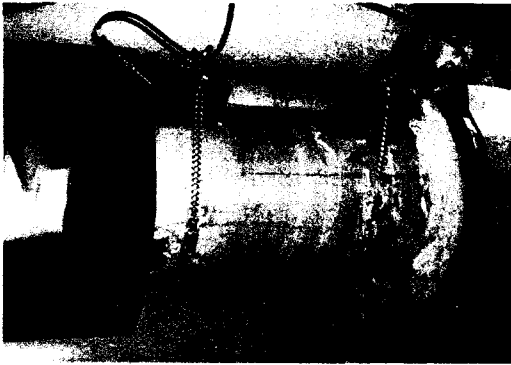


Fig. 2 Measurement of flowrate in a pipe using an ultrasonic flowmeter.

요한 기술이다. 이때 가장 중요한 관건이 현장설비에 가능한 한 기계적 가공을 가하지 않으면서 정확한 작동유체온도, 유량 및 소비전력을 측정하는 것이다. 가장 문제가 된 작동유체 유량측정을 위하여 초음파 유량계(ultrasonic flowmeter)를 사용하였다. Fig. 2는 초음파 유량계 설치예를 나타낸다. 적용된 제품은 미국 Controltron사의 1010 P 모델이다. 초음파 유량계는 유량계측의 정확도를 기하기 위하여 센서위치는 상류의 경우 배관 직경의 20배, 하류는 10배 이상 곡관부로부터 떨어진 거리에 설치되어야 한다. 또한 배관 직경의 크기에 따라 초음파 센서선정에 유의하여야 한다.

3. 측정 데이터 분석

데이터 취득기간은 2002년 10월 24일부터 2002년 11월 5일까지였다. 이 기간 중 날씨가 추워져

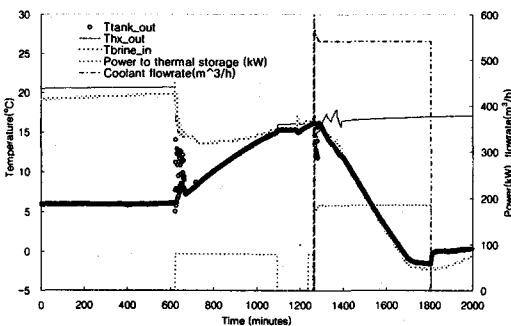


Fig. 3 Measurement of thermal storage cycle: Data logging since 00:00 of Oct. 31, 2002, sampled at every minute.

호텔 내 냉방부하가 거의 발생하지 않았다. 그 결과 냉동기가 가동된 날은 10월 31일 단 하루뿐이었으며 그 이후에는 냉방부하가 적은 관계로 축열조방열이 이루어지지 않아 축열조의 방열성능 측정은 불가능하였다. 따라서 축열조 성능진단과 관련한 항목은 냉동기 성능계수(COP)와 축열조의 축열밀도 측정에 국한되었다. 축열조의 성능을 정확하게 진단하기 위해서는 충분한 크기의 외기부하가 발생하는 여름철 근처의 날씨에 진행되어야 한다.

Fig. 3은 축열조의 방열 종료와 축열과정을 실측한 데이터의 예를 나타낸다. 10월 31일 자정부터의 데이터 기록에 의하면 당일 오전 10시 20분경(622분)부터 축열조의 방열이 시작된다. 10월 24일부터 관찰한 데이터에 의하면 냉동기가 한 번도 가동된 적이 없고 간헐적으로 발생하는 냉방부하를 처리하기 위한 열교환이 진행되어 왔다.

Fig. 4는 10월 24일 오후 1시 5분부터 측정이 시작된 데이터의 예를 나타낸다. 냉방부하가 거의 없는 관계로 축열조 방열이 간헐적으로 이루어지고 있음을 알 수 있다. 그 결과 10월 24일부터 관찰된 간헐적 방열은 10월 31일에 완전 방열로 인한 냉동기 축열모드가 시작될 때까지 유사한 거동을 나타내었다.

Fig. 3 및 Fig. 4에서의 빙축열 운전과 관련된 제어 알고리즘은 다음과 같다.

<방열모드>

- (1) 냉수 펌프 기동 → 브라인 펌프(PUMPbrine) 기동
- (2) 열교환기 입구측 밸브(Vhx), 바이패스 밸브

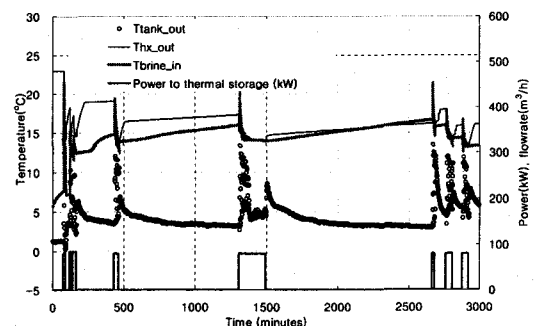


Fig. 4 Measurement of thermal storage cycle: Data logging since 13:05 of Oct. 24, 2002, sampled at every minute.

(Vhx_bypass)를 열교환기 냉수 출구온도(T_{hx_out})와 온도 설정치에 의해 제어

(3) 축열조 입구측 밸브(V_{tank_thru}), 바이패스 밸브(V_{tank_bypass})를 냉동기 브라인 입구 온도(T_{brine_in})와 온도 설정치에 의해 제어

<축열모드>

- (1) 냉각수 펌프(PUMPcoolant) 가동 → 브라인 펌프(PUMPbrine) 가동 → 냉동기(Chiller) 야간가동
- (2) 열교환기 입구측 밸브(V_{hx}) 0%, 바이패스 밸브(V_{hx_bypass}) 100%로 개도 설정
- (3) 축열조 입구측 밸브(V_{tank_thru}) 100%, 바이패스 밸브(V_{tank_bypass}) 0%로 설정
- (4) 모드 정지조건
 - ① 축열조 브라인 출구온도(T_{tank_out})가 -4.5°C 이하이거나
 - ② 열교환기 브라인 입구온도($T_{brine_hx_in}$)가 -0.0°C 이하 또는
 - ③ 축열조 수위가 수위 설정치 이상일 때

위의 제어 알고리즘과 Fig. 4의 운전 데이터에 의하면 간헐적인 냉방부하에 대하여 방열모드 운전으로 부하를 처리하며 운전 중 열교환기 냉수 출구온도는 $14\sim 16^{\circ}\text{C}$ 정도를 유지하였다. 이때 축열조 출구 브라인 온도(T_{tank_out})는 $3\sim 4^{\circ}\text{C}$ 의 범위였다. 반면에 축열량이 거의 소진되어 가는 10월 31일의 경우 축열조 출구 브라인 온도(T_{tank_out})는 약 6°C 정도로 상승해 있으며 622분 근처에서 방열이 시작되자 축열에너지 부족으로 인해 온도가

가 점차 상승하여 15°C 에 도달한다. 그리고 방열운전을 종료하여도 Fig. 4의 경우와는 달리 축열조 출구 브라인 온도(T_{tank_out})가 하강하지 못하고 종료시점의 온도에 머물고 있다. 이 시점을 방열이 종료된 시점으로 판단하는 것으로 사료된다. 그리고 10월 31일 오후 9시 2분에 야간 축열운전이 시작되었다. 이때의 축열조 출구 브라인 온도(T_{tank_out})는 17°C 였다. Fig. 5 및 Fig. 6은 야간 축열운전 중의 작동유체온도, 냉각부하, COP(냉동기성능계수) 등의 실시간 거동을 나타낸다. 축열 모드 알고리즘에 따라 축열조 출구온도가 -4.5°C 가 되는 시점에서 축열운전이 종료되었다.

COP 거동을 보면 유량이나 소비전력의 과도응답 및 외부 노이즈 등으로 인하여 운전 초기에는 튀는 값들이 나타났지만 대체로 4.0 근처를 최대값으로 하고 시간경과에 따라 COP가 점차 감소함을 알 수 있다. Fig. 5와 Fig. 6의 결과에 따르면 냉동기 소비전력은 거의 일정하고 그래프에 도시되지 않은 냉수유량은 $7,750\sim 7,950$ liter/min으로 대체로 일정하였다. 따라서 축열운전 중 두드러진 조건변화는 Fig. 5의 브라인 입출구 온도의 감소이다. Fig. 5에서 브라인 입출구 온도차가 거의 일정한 것처럼 보이지만 온도차를 계산하여 확인해 보면 처음에는 대략 2.5도 이상의 온도차를 보이다가 축열모드 말기에는 약 2.0도 정도로 감소한다. COP 계산시 브라인 입출구 온도차와 브라인 유량의 정확도가 중요하며, Fig. 6에서의 COP 거동을 볼 때 브라인 입출구 온도차가 2.5도에서 2.0도로 감소하면서 COP도 4.0에서 3.0

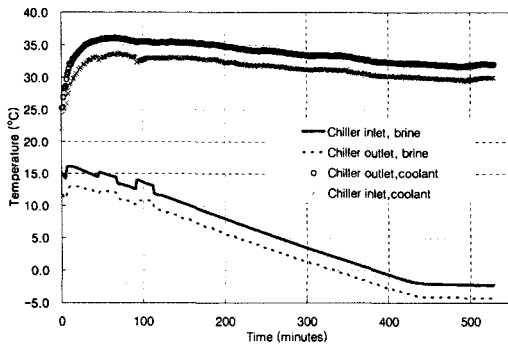


Fig. 5 Temperature behavior of the chiller during the thermal storage process since 21 : 05 of Oct. 31, 2002.

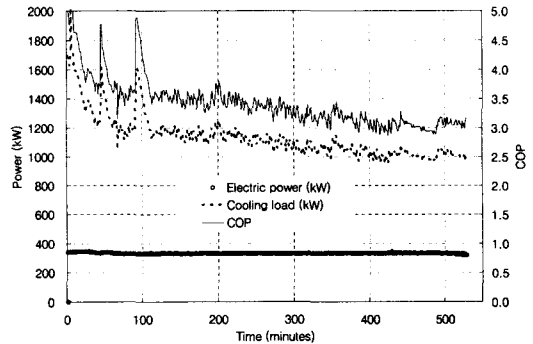


Fig. 6 Cooling load, power consumption and COP of the chiller during the thermal storage process since 21 : 05 of Oct. 31, 2002.

근처로 감소하였음을 알 수 있다. 따라서 현장에서의 냉동기 성능측정을 위해서는 유체온도와 유량측정 정확도 확보를 위한 세심한 준비가 필요하다.

4. 축열밀도와 냉동기 성능 평가

축열조 성능평가를 위해서는 축열밀도, 냉동기 COP 및 총괄 에너지 이용효율을 총합적으로 검토해야 한다.

4.1 축열밀도

축열밀도 및 총괄 에너지 이용효율의 정의는 다음과 같다.

$$\text{축열밀도} = \frac{\text{축열량}(RT-h)}{\text{축열조 내 부유체면까지 용적}(m^3)} \quad (1)$$

$$\text{총괄 에너지 이용효율} = \frac{\text{부하(냉수)측에서 측정된 총발열량(kcal)}}{\text{축방열 1 cycle 동안 총소비전력량(kWh)}} \quad (2)$$

본 연구대상 축열조의 부유체면까지 체적은 261.3 m³이다. 총괄 에너지 이용효율을 구하기 위해서는 방열량 측정이 이루어져야 하나 방열부하의 부족으로 충분한 데이터 확보가 이루어지지 않아 계측이 불가능하였다.

축열밀도는 Fig. 6의 냉각부하를 적분하여 계산하였으며 그 결과는 10.9 RT-h/m³이었다. 한국설비기술협회규격⁽³⁾에 따르면 빙축열 시스템 기준치는 13.0 RT-h/m³(단, 슬러리형 또는 하베스트형은 11.2 RT-h/m³) 이상을 권고하고 있다. 본 시스템은 빙축열 방식이므로 기준치에 미달함을 알 수 있다. 그 원인으로서의 축열조에 사용된 아이스 캡슐들의 노후화로 인한 균열과 누수문제, 그리고 정확한 성능진단을 위한 충분한 실험 데이터의 부족을 들 수 있다. 정확한 진단을 위해서는 여름철에 최소 3번의 반복 시험결과를 토대로 평균하여 판단해야 할 필요가 있다. 본 연구 의의는 그러한 연구를 진행하기에 앞서 현장 진단방법의 타당성을 검토하였다는 점이다. 따라서, 본 연구에서 측정된 축열밀도는 최종 성능진단이라기보다는 제안된 시험방법에 따른 참고 성능 데이터라고 할 수 있다.

4.2 냉동기 COP

냉동기 성능평가를 위해서는 동일운전조건의 다른 냉동기 성능과 비교해야 하므로 원심식 냉동기 성능측정에 관한 산업표준규격 KS B 6270⁽⁴⁾에서 규정한 표준운전조건에서 비교하여야 한다. Table 1은 표준운전조건을 나타낸다. 현장운전조건에서 표준운전조건을 재현하는 것은 불가능하므로 Fig. 5의 운전데이터와 Chang et al.⁽²⁾이 제안한 다음 실험식을 적용하였다.

$$\frac{1}{COP} = -1 + \frac{T_{cwi}}{T_{ewo}} + aT_{cwi} + b \frac{T_{cwi}}{Q_e} \quad (3)$$

본 실험에서는 최소오차자승법을 적용하였으며 구해진 실험계수 a, b는 각각 2.1064×10⁻⁴, 0.4775이었다. Fig. 7은 측정된 COP와 냉각부하 사이의 실험적 관계를 나타내며 선형성이 매우 강함을 알 수 있다.

Table 1 Standard rating condition (KS B6270)

Operation	Chilled water temperature (°C)		Cooling water temperature (°C)	
	In	Out	In	Out
Full load	12	7	32	37
Part load	*	7	**	*

* : The flow rates are to be held constant at full load values for all part load conditions.
 **: The temperature should vary linearly from 32°C to 27°C for 100% to 0% loads.

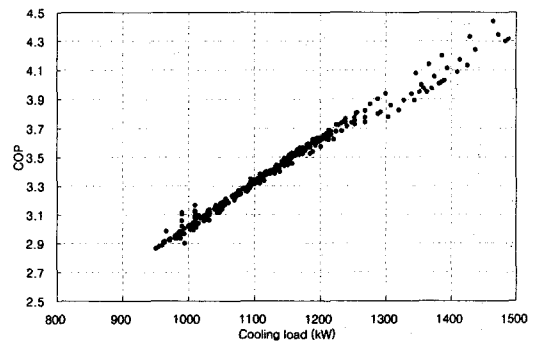


Fig. 7 Test result between COP and cooling load obtained during the chiller operation.

식(3)에 실험상수 a , b 를 적용하여 Table 1의 표준조건 중 최대 정격부하(full load)에 대한 COP를 계산하였다. 시험 냉동기의 정격 용량이 450 USRT이므로 최대 냉각부하가 1,580 kW에 해당하며 이때의 COP는 4.07에 해당하였다. 터보냉동기 성능측정 사례가 국내에는 거의 없으므로 비교를 위하여 COP값은 제조회사의 카타로그나 외국 사례를 참고하였다. 국내 C사의 경우⁽⁵⁾ 450 USRT 용량 모델에 대한 표준정격 COP는 4.877에 해당하였다. 산업자원부 고효율에너지자재보급 촉진에 관한 규정에 따르면⁽⁶⁾ 원심식 냉동기가 고효율기기로 인정받기 위해서는 1 RT당 0.68 kW 미만의 전력을 소비해야 한다. 이 값을 정격 용량에서의 COP로 환산하면 5.171에 해당한다. 2003년에 일본 미쯔비시중공업이 R-134a 냉매를 채용한 COP 6.4인 세계 최고효율의 터보냉동기를 개발하였다.⁽⁷⁾ 현장에 설치된 터보냉동기 성능진단에 대한 데이터베이스가 구축된 사례가 없어 진단한 냉동기의 성능수준을 정량화할 수는 없으나 20여년 전에 설치된 냉동기라는 점을 감안할 때 운전관리는 비교적 양호하였다고 판단된다. 그러나 고효율에너지기기 인증 COP나 외국 신제품 성능을 감안할 때 에너지 절약을 위해서는 새로운 냉동기로의 교체를 검토할 필요가 있다.

5. 결 론

고유가 시대를 맞이하여 국가적 에너지 절약에 대한 관심이 지대하나 이를 실현하기 위한 ESCO 사업은 아직 미미한 실정이다. 그 이유 중 하나는 대상 열원기기 성능 진단기술이 아직 확립되지 않았다는 점이다. 본 연구결과는 축열조 성능 확인을 위하여 설치되는 기존의 온도센서들과 전력계 정보를 실시간으로 수집하고 냉각수, 브라인 등 작동유체의 유량을 큰 공사 없이 측정이 가능한 초음파 유량계를 사용함으로써 냉동기 및 축열조 성능평가가 현장에서 가능함을 예시하였다. 성능분석 결과는 ESCO 사업 타당성 검토를

위한 정량적인 자료로 사용 가능하다. 예컨대 본 실험결과 축열조는 축열밀도 개선을 위한 보수공사가 필요하며 냉동기의 경우 오래된 냉동기라 COP가 다소 낮은 편이지만 설치비용과 운전비용을 감안한 경제적 타당성 분석을 실시할 필요가 있다.

후 기

본 연구는 한국에너지기술연구원(KIER)의 재정적 지원을 받아 수행되었으며, 이에 감사 드립니다.

참고문헌

1. Ministry of Commerce, Industry and Energy, 1992, Ministry of Commerce, Industry and Energy Bulletin No.1992-44, Chapter 2, Article 4.
2. Chang, Y.S., Shin, Y.G., Kim, Y.I., Baik, Y.J., 2001, In-situ measurement of turbo-chiller performance and prediction of electric power consumption, KSME Journal B, Vol. 25, No. 12, pp. 1730~1738.
3. Korea Association of Air Conditioning Refrigerating Sanitary Engineers, 2000, KARSE Technical Standard-Ice Storage System KA-RSE B 0027, p. 12.
4. Korea Agency for Technology and Standards, 2000, KS Standard KSB6270
5. Century Air Conditioning Co., Turbo-chiller TRE450HS1, <http://www.centuryonline.co.kr>.
6. Ministry of Commerce, Industry and Energy Bulletin No. 2001-153.
7. Hanmi Publishing Co., 2003, Monthly Journal of Sulbee, October, http://www.sulbee.co.kr/200310/monthly/news/news_04.htm.