

산업용 열원시스템의 고효율화 기술

赤司泰義 (九州大學 人間環境學 研究院, 助教授)
宋 永學 (九州大學 人間環境學, 大學院生)

번역: 이정재 / 동아대학교 건축학부 (jjyee@daunet.donga.ac.kr)

머리말

종래 건축공조시스템의 에너지절감에 관한 연구는 대체로 사무시설이나 상업시설에 관한 것이었고, 산업 시설을 대상으로 진행된 케이스는 극히 적었다고 할 수 있다. 그러나 이번에 귀중한 실측자료를 입수할 수 있는 기회를 가지게 되었고, 이에 본고에서는 산업 시설의 열원 시스템에 도입된 고효율화 기술의 에너지 절감 성능에 대해 실측과 시뮬레이션을 통한 결과를 소개하고자 한다.

이번에 적용된 고효율화 기술은 비단 산업 시설의 공조에만 한정되는 것이 아니라, 일반 사무 시설에의 적용 역시 가능하다. 통상적으로, 사무소건물 등의 공조시스템의 에너지절감 성능을 판단하는 대전제로는, 실내환경의 조건을 파악하는 것이 필수적이거나, 본고에서 소개하는 산업 시설의 경우, 아쉽게도 건축 개요나 실내환경 조건 등이 일체 공개되지 않는 기밀 사항으로 되어 있다. 이는 대상 건물이 클린룸 시설을 구비한 반도체 공장이며, 단위 면적 발생 부하량만으로도 제품의 레벨을 추정할 수 있는 업계의 성격에 기인하기 때문이다. 단, 클린룸내의 설정 온도나 기타 조건 등은 제품 가치를 크게 좌우하는 강력한 구속력을 가지고 있으며, 그 까닭에 이 산업 시설의 공조는 지극히 엄밀히 제어 관리되고 있다. 이에 본고에서는 건물부족(실내 환경) 제외한 열원 센터의 '고효율화 기술의 에너지 절감 성능'에 한해 집중하여 정리하여 소개한다.

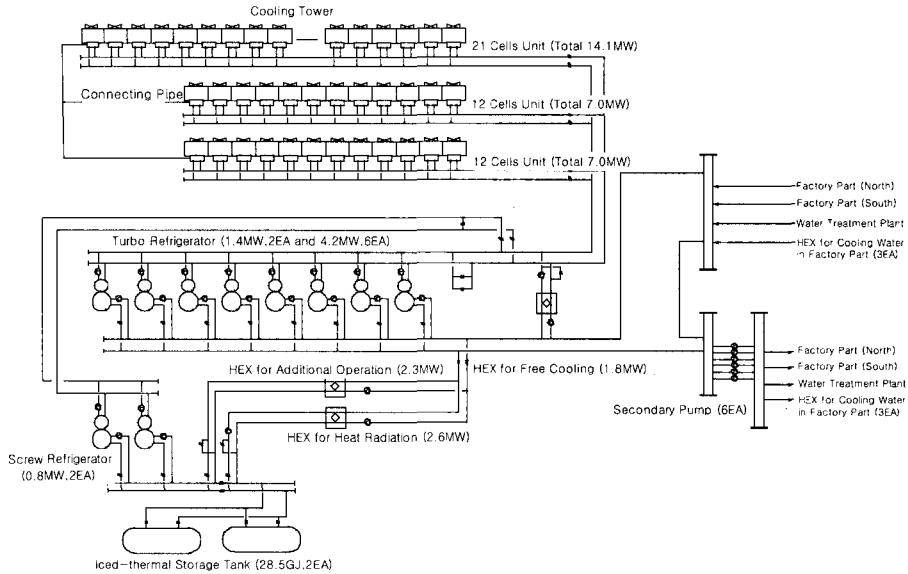
열원시스템의 개요

본 연구의 대상이 되고 있는 산업 시설은 일본의 크마모토헌내에 위치하고 있다. 부지내에 열원 센터와 생산동(공장)이 별도로 구성되어 있으며, 생산동에서 반도체 관련 제품의 생산하고 있다. 열원 센터는 생산동의 실내 환경에 필요한 공조용 냉온수를 안정적으로 공급하는 역할을 맡고 있으며(본고에서는 냉열원에 한해서만 기술), 기본적으로 8대의 터보냉동기에 의해 냉열원을 공급하며, 스크류 냉동기를 이용한 빙축열 시스템이 도입되어 있다. 열원 센터의 완공은 2001년 9월말(일부는 10월말)이며, 그 후 2002년 3월까지의 시운전을 거쳐, 4월 부터 본격적인 가동이 개시되었다. 그림 1에 열원 시스템 계통도를, 표 1에 열원 시스템의 사양을 나타낸다.

고효율화 기술

통합형 냉각탑

본 열원 시스템은 셀 단위의 작은 냉각탑을 관으로 연결하여 냉각탑과 냉각수 계통을 전체적으로 통합시킨, 이른바 '통합형 냉각탑'을 채용하고 있다. 통합형 냉각탑은 3계통(12셀×2계통, 21셀×1계통)으로 구성되어 있으며, 일반 냉각탑과 비교해 보다 큰 냉각 능력을 지니게 되어, 외기 냉각 한계까지의 저온 냉각수를 제조할 수 있게 된다. 냉각수 유량 조건에 의해 계통 단위로 On / Off 제어를 하며, 거기



[그림 1] 열원 시스템 계통도

<표 1> 하수온도와 해수온도의 관계

기기/대수	사양	기기/대수	사양
터보 냉동기 No.1 /2대	냉각능력 : 1,410 kW(400 RT) 냉수량 : 152 m ³ /h 냉각수량 : 285 m ³ /h 소비전력 : 250 kW	열교환기(냉수프리쿨링용) /1대	열교환열량 : 1,760 kW 냉각수량 : 433 m ³ /h 냉수량 : 303 m ³ /h
터보 냉동기 No.2 /6대	냉각능력 : 4,220 kW(1200 RT) 냉수량 : 454 m ³ /h 냉각수량 : 852 m ³ /h 소비전력 : 728 kW	열교환기(빙축열조 방열용) /1대	열교환열량 : 1,410 kW 브라인량 : 334 m ³ /h 냉수량 : 152 m ³ /h
스크류 냉동기 /2대	냉각능력 : 800 kW(228 RT) 냉수량 : 250 m ³ /h 냉각수량 : 176 m ³ /h 소비전력 : 220 kW	냉수펌프	
		터보 냉동기 No.1용/2대	냉각수량 : 152 m ³ /h, 소비전력 : 22 kW
		터보 냉동기 No.2용/6대	냉각수량 : 454 m ³ /h, 소비전력 : 37 kW
		냉수 2차 펌프/6대	냉각수량 : 567 m ³ /h, 소비전력 : 110 kW
		냉수 프리쿨링용/1대	냉각수량 : 303 m ³ /h, 소비전력 : 18.5 kW
		스크류 냉동기 추종운전용/1대	냉각수량 : 242 m ³ /h, 소비전력 : 30 kW
		빙축열조 방열용/2대	냉각수량 : 152 m ³ /h, 소비전력 : 22 kW
통합형냉각탑(12셀) /2계통	냉각능력 : 9,070 kW 냉각수량 : 1,896 m ³ /h 송풍기 : 5.5 kW × 12승	냉각수 펌프	
		터보 냉동기 No.1용/2대	냉각수량 : 285 m ³ /h, 소비전력 : 45 kW
		터보 냉동기 No.2용/6대	냉각수량 : 852 m ³ /h, 소비전력 : 132 kW
		냉수 프리쿨링용/1대	냉각수량 : 433 m ³ /h, 소비전력 : 45 kW
		스크류 냉동기용/2대	냉각수량 : 176 m ³ /h, 소비전력 : 26 kW
통합형냉각탑(21셀) /1계통	냉각능력 : 18,140 kW 냉각수량 : 3,792 m ³ /h 송풍기 : 5.5 kW × 21승	브라인 펌프	
		스크류 냉동기용/2대	브라인량 : 250 m ³ /h, 소비전력 : 37 kW
		빙축열조 방열용/2대	브라인량 : 334 m ³ /h, 소비전력 : 75 kW
빙축열조/2조	축열용량 : 29,000 MJ(2,250 RTh)		

에 냉각수 출구 온도 조건에 의해 각 계통별 냉각탑 팬을 4단계로 제어한다. 계통별 On / Off 제어는, 냉각수가 설정치 이상으로, 또한 설정된 시간 이상으로 계속해서 흐를 경우, 냉각탑을 계통 단위로 추가한다. 냉동기에 사용할 수 있는 냉각수의 온도 범위는 냉동기의 냉각수 입구 온도 기준으로, 터보냉동기는 18℃ 이상, 스크류 냉동기는 13℃ 이상이다.

냉수 프리쿨링 (Pre-cooling)

통합형 냉각탑은 냉동기의 저온의 냉각수를 효과적으로 제조하기도 하지만, 추가적으로 냉각탑을 설치하지 않고도 냉수 프리쿨링 (Pre-cooling) 을 가능하게 한다. 여기서 말하는 냉수 프리쿨링이란, 생산동에서 환수되어 돌아오는 고온의 냉수 (이하 환수 온도, 설계시 15℃ 기준) 가 냉동기로 들어가기 전, 저온의 냉각수와 열교환시켜 온도를 낮추는 운전을 뜻한다. 통합형 냉각탑의 냉각수 출구 온도가 13℃ 이하로 내려간 경우에 본 운전이 실시되며, 냉수 프리쿨링용 열교환기를 중심으로 냉각수와 냉수의 열교환이 이루어진다. 이와 같은 냉수 프리쿨링 운전을 통해 냉동기의 냉수 입구 온도가 낮아지며, 그와 동시에 냉동기의 효율은 향상된다.

고효율화 냉동기

본 열원 시스템에는 기존의 냉동기보다 고효율의 터보 냉동기와 스크류 냉동기가 도입되어 있다. 스크류 냉동기는 야간 축열 운전을 통해 빙축열조에

냉열량을 축적하며, 주간에는 추종 운전용으로 사용되어지기도 한다. 또한 전술한 바와 같이, 터보 냉동기와 스크류 냉동기의 냉각수 입구 온도의 하한치는 각각 18℃와 13℃로 되어 있다. 그림 2에 터보 냉동기와 스크류 냉동기의 사용 냉각수 온도에 따른 COP를 나타낸다. 냉각수 온도가 18℃ 이하에서는, 터보 냉동기보다 스크류 냉동기의 COP가 높음을 알 수 있다.

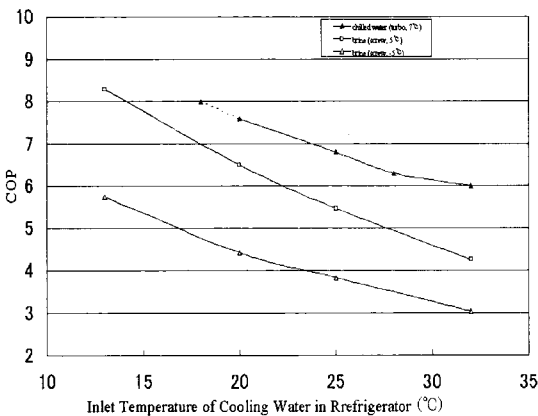
한편, 터보 냉동기는 냉수 2차 펌프의 유량에 의해 8대의 냉동기의 대수 제어를 행한다. 각각의 냉동기에 부착되어 있는 냉수 펌프는 반유량 (50%) 과 전유량 (100%) 의 두 가지 패턴으로 운용 가능하므로, 실제로 8대의 냉동기는 16단계의 증감단이 이루어진다. 또한, 급격한 냉수 부하의 증가와 감소에 대응하기 위해 송수 온도의 상한치와 환수온도 하한치를 기준으로 강제적인 냉동기 운전, 증단과 감단도 고려되어 있다.

스크류 냉동기에 의한 추종운전

일반적으로 '추종 운전' 조건은 축열조의 냉(온)열량이 고갈되었을 때, 냉동기를 가동시켜 냉(온)수를 직접 공기측으로 보내는 것을 뜻하나, 본 시스템의 '추종 운전' 조건은야간 축열시간 이외의 시간대일 경우, 또한 통합형 냉각탑의 냉각수 출구 온도가 18℃ 이하가 될 경우에 한한다. 추종운전 조건이 만족되면, 스크류 냉동기가 가동되고, 아울러 추종용 열교환기를 거쳐 2차측에 냉수가 공급된다. 위에서 제시된 냉각수 온도는, 터보 냉동기와 스크류 냉동기의 냉각수 입구 온도의 하한치의 차이에서 오는 것이며, 통합형 냉각탑에서 제조한 저온 냉각수를 유효하게 이용하기 위한 수단이라고 하겠다.

냉수 송수 온도의 변환과 베이스 (Base) 기의 용량 제어

터보 냉동기는 계절에 따른 부하 변동에 대응하기 위해, 냉수 온도를 변환시켜 냉수를 제조한다. 또한, 냉동기를 복수로 운전할 경우, 그 중 한대를 베이스 (Base) 기로 설정한다. 베이스기의 냉수 제조 온도는 다른 냉동기에 비하여 1℃ 낮은 값이며, 베이스기의 용량을 다른 냉동기에 우선하여 제어시키는 운전을 통해, 베이스기 이외의 냉동기의 전부하운전을 유도



[그림 2] 터보 냉동기와 스크류 냉동기의 성능곡선

한다. 표 2에 터보 냉동기의 계절별에 따른 베이스 기 제조 기준 온도를 나타낸다.

실측치에 의한 시스템 평가

2002년 4월부터 12월까지 실측된 운전 데이터를 분석하여 열원 시스템을 평가하였다(표 3 참조). 5월과 6월의 데이터 수집에 일부 결손이 발생하였으며, 이에 해당하는 부분은 사선으로 표시한다. 평가 항목중 냉동기 정격치비의 단어의 정의는, 냉동기가 전부하 운전(터보 냉동기: 32℃의 냉각수 조건하에, 7℃의 냉수 제조시, 스크류 냉동기: 32℃의 냉각수 조건하에, -5℃의 브라인 제조시)일 경우의 냉동 능력을 1로 할때, 거기에 대한 냉동기의 처리 열량비를 비로서 나타낸 것으로서, 부분부하 운전의 정도를 표시하는 것으로 한다. 또한, 표에 나타나 있는 수치는 월적산치 또는 월평균치이다. 여름철 터보 냉동기의 COP를 보면, 7월에는 5.76으로 그 수치가 낮으나, 그 이외 9월까지의 6.0 이상의 수치를 나타내고 있다. 10월부터 12월사이의 COP가 내려간 이유는, 이 기간중 냉동기의 부분부하 운전 시간이 증가했기

때문이라고 판단된다. 한편, 스크류 냉동기는 하기 보다는 중간기와 동기에 높은 COP치를 나타내고 있다. 스크류 냉동기의 정격치비가 상기의 전 기간을 통해 1에 가까운 수치를 보이는 것은, 스크류 냉동기의 운전 시간의 대부분이 빙축열조의 축열운전에 사용되고 전부하로 운전이 가능했기 때문이다.

하기에는 냉각수 온도가 중간기나 동기에 비해 온도가 높기 때문에, 냉동기의 COP가 다소 떨어지는 경향을 보이고 있으나, 시스템 전체의 전력 소비량에 대해 펌프 전력 소비량의 비율이 상대적으로 적어지기 때문에, 시스템 COP는 8월에 3.61이라는 최대치를 기록하고 있다.

시뮬레이션에 의한 시스템 평가

고효율화 기술의 유효성을 검증하기 위해, 2002년 1월부터 12월(5월과 6월은 데이터 결손에 의해 계산에 반영하지 않음) 사이에 발생한 생산동의 실제 부하량과 외계조건(외기온도, 외기 상대습도)을 입력치로 하여 시뮬레이션을 행하였다. 전체 시스템을 구성하는 각 기기의 냉수와 냉각수의 출입구 온도와의 에너지 소비량을 산출하는 방식을 취하였으며, 열적인 거동을 기본으로 하여 계산 모델을 구축하였다. 계산 모델의 정밀도를 확보하기 위해 사전에 실측된 데이터와 비교 검토를 행하였고, 그 결과 시스템의 평가 검증에 충분한 정밀도를 가지고 있는 것으로 확신하고 있다.

<표 2> 계절별 베이스기의 송수 기준 온도

계절	기기	송수온도	기주
하기·중간기	베이스기	7℃	
	베이스기 이외	6℃	
동기	베이스기	9℃	
	베이스기 이외	8℃	

<표 3> 실측치에 의한 시스템 평가 (사선부분은 데이터 결손)

	4월	5월	6월	7월	8월	9월	10월	11월	12월
생산동 열부하[GJ]	10252	12808	10501	20555	19736	15839	9123	9703	9968
냉동기 전력 소비량[MWh]	476	617		1077	987	784	642	548	525
펌프 전력 소비량[MWh]	450			544	533	514	537	504	503
시스템COP	3.08			3.52	3.61	3.39	2.15	2.56	2.69
터보 냉동기COP(평균)*	6.49	6.46		5.76	6.08	6.43	5.82	5.26	5.96
스크류 냉동기COP(평균)*	4.54	4.00		2.99	3.31	3.75	4.56	5.12	5.19
터보 냉동기 정격치비	0.67	0.73	0.66	0.84	0.86	0.74	0.52	0.50	0.78
스크류 냉동기 정격치비	0.98	0.99	0.98	0.95	1.00	1.04	1.04	1.03	1.03

* 터보 냉동기, 스크류 냉동기의 냉각수 입구 온도는 32℃를 기준으로 각냉동기의 COP(정격치)는 6.0과 3.04이며, 냉각수 입구 온도가 18℃, 13℃(하한치)의 경우는, 냉동기 COP(정격치)는 8.0과 5.80이다(단, 7℃의 냉수, -5℃의 브라인 제조시 기준)

<표 4> 검토 케이스 및 도입 기술

	도입기술	상세설명(CASE1을 기준으로 CASE2~CASE7의 고효율화 기술이 순차적으로 추가됨)
CASE1	종래형 열원 시스템	개별냉각탑 방식으로, 냉각수 출구 설정 온도를 32℃로 함
		냉수 프리쿨링 운전을 실시하지 않음
		통상형의 터보 냉동기(COP4.9), 스크류 냉동기 (COP2.65)를 사용함
		스크류 냉동기에 의한 추종운전을 행하지 않음
		터보 냉동기의 냉수 출구 온도를 베이스기는 7℃, 그 이외에는 6℃로 고정함
		생산동 열부하를 가동되는 모든 냉동기가 동일한 수준으로 부하를 담당함 (부분 부하운전 실시)
CASE2	통합형 냉각탑	냉각탑을 통합하여, 저온 냉각수를 제조함
CASE3	냉수 프리쿨링	냉각수 온도에 의해 냉수 프리쿨링 운전을 행함
CASE4	고효율냉동기	고효율의 터보 냉동기(COP6.0)와 스크류 냉동기 (COP3.04)를 채용함
CASE5	스크류 냉동기의 추종운전	냉각수 온도에 의해, 스크류 냉동기의 추종 운전을 행함
CASE6	냉수 송수 온도의 설정 변환	터보 냉동기의 냉수 출구 온도를 계절에 따라 변환시킴
		4~10월 : 베이스기 7℃, 그 이외의 터보 냉동기 6℃ 11~3월 : 베이스기 9℃, 그 이외의 터보 냉동기 8℃
CASE7	베이스기의 용량 제어	생산동 열부하를 베이스기 이외의 냉동기로 우선 처리하고 (전부하 운전), 남은 열부하를 베이스기로 처리함 (부분 부하운전) 현재의 열원시스템에 해당함

<표 5> 시뮬레이션 결과

	에너지 소비량 (MWh)(CASE1에 대한 상식 비율(%))	전력(종량제) 요금비 (CASE1에 대한 상식 비율(%))	COP
시스템 전체			
CASE1	14256(-)	1.00(-)	2.55
CASE2	12890(9.58)	0.90(10.07)	2.81
CASE3	13095(8.14)	0.92(8.32)	2.77
CASE4	12326(13.54)	0.84(15.52)	2.94
CASE5	11937(16.27)	0.83(17.06)	3.04
CASE6	11756(17.54)	0.82(18.39)	3.08
CASE7	10304(27.72)	0.74(26.22)	3.52
냉동기 전체			
CASE1	10022(-)	1.00(-)	3.62
CASE2	8242(17.77)	0.81(18.61)	4.40
CASE3	8111(19.07)	0.80(19.86)	4.47
CASE4	7427(25.90)	0.72(28.03)	4.89
CASE5	7126(28.90)	0.70(30.42)	5.09
CASE6	6986(30.30)	0.68(31.81)	5.19
CASE7	5764(42.49)	0.57(43.07)	6.30

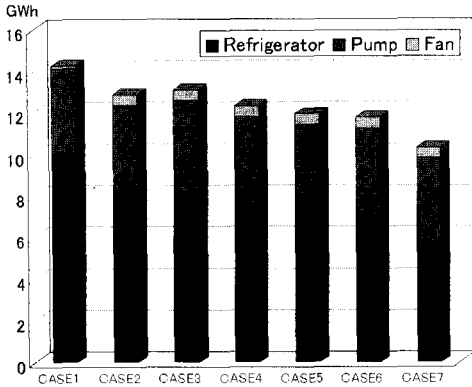
검토 케이스

종래형 열원 시스템을 케이스 1이라 가정하고, 이 케이스1이라는 모델에 고효율화 기술을 하나씩 쌓아가는 순으로 전체적인 검토 케이스를 구성하였다. 따라서, 케이스 7의 경우는 종래형의 열원 모델에 케이스 2부터 7까지의 모든 기술이 포함되어 있는 것이다. 케이스7의 모델이 현재 본고에서 다루고 있는 열원 시스템에 해당하며, 표 4에 각 케이스에 도입된 기술을 나타낸다.

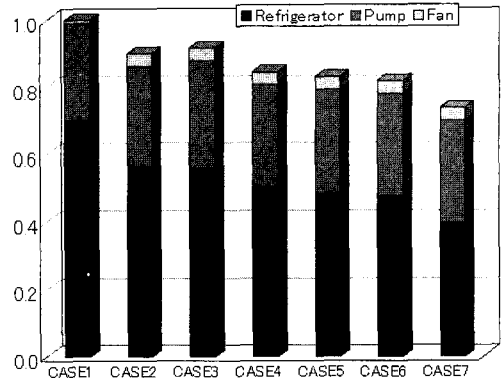
시뮬레이션 결과와 고찰

표 5, 그림 3, 4에 시뮬레이션 결과를 나타낸다. 케이스1은 개별 냉각탑 방식을 채용한 모델이다. 냉각탑의 냉각수 출구 온도를 32℃로 제어하여, 냉각수 온도가 그 이하로 떨어질 경우에는 냉각탑의 팬 운전을 정지시키는 방식으로, 팬에 소요되는 전력 소비량은 전체 검토 케이스중에서 가장 적은 수치를 나타내고 있다. 그러나, 냉동기 냉각수 입구 온도가 높은 관계로 냉동기의 COP가 떨어져, 시스템 COP는 검토 케이스 중에 최저치를 기록했다.

케이스 2의 통합형 냉각탑 도입의 경우, 외기 한계까지의 저온 냉각수를 제조하기 때문에, 이 케이스



[그림 3] 에너지 소비량



[그림 4] 전력 (종량제) 요금비

이후의 냉각탑 팬 소비 전력량은 케이스 1에 비교해 상대적으로 크게 나타났다. 그러나, 냉동기 냉각수 입구 온도가 32℃로 제어어되는 케이스 1에 비해, 케이스 2에서는 동기에 냉동기 냉각수 입구 온도가 18℃ (터보 냉동기) 와 13℃ (스크류 냉동기) 까지 내려감으로 인해, 케이스 1과 비교해 냉동기 COP가 0.78 향상되었고 에너지 소비량은 약 18% 감소되었다. 또한, 이로 인해 시스템 COP는 약 0.26 향상되었고, 시스템 전체의 에너지 소비량은 약 10% 삭감되었다.

케이스 4에서는 고효율의 터보 냉동기와 스크류 냉동기를 사용되었다. 케이스 3까지는 COP 4.9 (32℃의 냉각수 사용, 7도의 냉수 제조시) 의 통상형 터보 냉동기와 COP 2.65 (32℃의 냉각수 사용, -5℃의 브라인 제조시) 의 통상형 스크류 냉동기가 사용되었으나, 케이스 4 이후로는 동일한 조건하에서 터보 냉동기는 COP 6.0의, 스크류 냉동기는 COP 3.04의 고효율 냉동기가 채용되었다. 그 결과, 이전의 케이스 3과 비교해 시스템 전체의 에너지 소비량은 약 5.5%, 냉동기의 에너지 소비량은 약 7% 감소되어, 시스템 COP는 2.94가, 냉동기 COP는 4.89가 되었다.

케이스 7에서는 냉동기의 전부하 운전을 적극적으로 유도하기 위해 터보 냉동기의 베이스기의 용량을 제어하였다. 그 결과 냉동기의 냉동기의 부분부하율이 높아졌고, 케이스 6과 비교하여 시스템 전체의 에너지 소비량은 약 8%, 냉동기의 에너지 소비량은 약 12% 감소되었다. 이로 인해 시스템 COP는 3.52, 냉

동기 COP는 6.3이 되어 검토 케이스 중 가장 좋은 결과가 나타났다.

한편, 프리쿨링 운전을 도입한 케이스3의 경우에는 고효율화 기술을 도입한 효과가 나타나지 않았다. 이는 5월과 6월의 데이터가 시뮬레이션 결과에 반영되지 않은 점, 냉수 프리쿨링용 열교환기의 냉수 펌프 유량이 전체의 냉수 유량에 비해 그 효과를 발휘하기에는 상대적으로 적어 냉동기로 보내어지는 냉수 온도를 충분히 낮출 수가 없는 점 등이 그 원인으로 사료된다.

케이스 5의 추종운전 도입의 경우 역시, 에너지 소비량의 삭감 효과가 크게 나타나지 않았다. 먼저 추종용 냉수 펌프 유량이 적은 점이 그 원인의 하나라고 볼 수 있다. 또한 터보 냉동기를 통해 7℃의 냉수를 제조하는 경우와, 스크류 냉동기로 5℃의 브라인을 제조해 이를 다시 열교환기를 통해 7℃의 냉수로 만드는 경우, 이 양자를 비교할 때 그 효율의 차가 거의 없는 것이 또 하나의 원인으로 볼 수 있으며, 마지막으로 추종 운전으로 인해 터보 냉동기가 처리해야 할 부하가 줄어들기 때문에 터보 냉동기의 부분부하율이 낮아진 것도 생각해 볼 수 있다.

냉수 송수온도 변경 운전을 도입한 케이스 6의 경우는 고효율화 기술효과가 조금 보였으나, 이 경우 역시 시뮬레이션 계산에 5월과 6월의 영향이 반영되지 않아 큰 효과가 드러나지 않았다.

시뮬레이션 결과를 종합해 보면, 고효율화 기술 요

소의 유효성은 케이스 2의 '통합형 냉각탑', 케이스 4의 '고효율화 냉동기', 마지막으로 케이스7의 '베이스기의 용량 제어 운전'을 도입한 경우 에너지 소비량의 감소가 현격하게 나타남을 알 수 있다. 종래형 열원 시스템과 비교시 고효율화 기술에 의해, 냉동기와 시스템 전체의 에너지 소비량을 각각 43%와 28%, 또한 전력 요금(종량제)은 43%와 26%의 절감이 가능한 것으로 나타났다.

맺음말

본 고에서는 본격적인 조업개시후의 운전 실측 데이터를 기본으로, 열원 시스템에 도입된 고효율화 기술의 에너지 절감 성능에 대해 실측과 시뮬레이션을 통해 평가를 행하였다. 설계 당시, 이 열원 시스템의 에너지 소비량 절감 목표치는 약 32%였다. 현 단계에서는, 종래형 열원 시스템과의 비교를 통해 약 28%의 에너지 절감이 달성된 것으로 추측되나, 목표치와 비교해 차이가 나는 것은 운전 개시가 이루어진지 첫 해라는 점, 그로 인해 실제 생산동에서 발생하는 열부하가 설계시 상정한 열부하만큼 크지 않다는 것과, 5월과 6월의 데이터 결손에 의해 중간기의 효과가 많이 드러나지 않은 점 등을 생각할 수

있다. 그럼에도 불구하고, 열원 시스템의 에너지 절감이나 코스트 삭감에 관한 성능은 설계 목표를 거의 달성하고 있으며, 고효율화 기술의 유효성이 어느 정도 확인되었다고 할 수 있다.

참고문헌

1. 송영학 외, 산업용 열원 시스템에 있어서의 고효율화 기술의 유효성에 관한 연구 (제1보) 저부하시의 운전 실적 및 설계용 열부하 데이터를 사용한 시스템의 설계 성능 검증, 공기조화위생공학회 학술강연집, pp.609-612, 2002. 9.
2. 송영학 외, 산업용 열원 시스템에 있어서의 고효율화 기술의 유효성에 관한 연구 (제 2보) 2002년도 실적 평가 및 실측 부하를 이용한 시스템 평가 검증, 공기조화위생공학회 학술강연집, 2003. 9.
3. 井上宇市, 공기조화 핸드북, 마루젠, pp164-171, 1996. 1.
4. 松尾 陽 외, HASP/ ACSS/ 8502 프로그램 해설서, (사) 건축설비기술자협회, 1992. 1. (★)