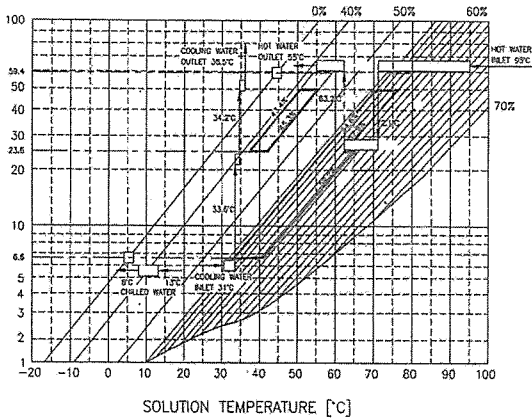




## 2. 2단 흡수식 냉동사이클

### 가. 냉동사이클 개요

2단 흡수식냉동기의 계통도를 Fig1에 나타내었다. 이것은 1중효용 흡수식냉동기의 증발기(E), 흡수기(A), 고온재생기(HG), 응축기(C) 이외에도 저온재생기(LG), 보조재생기(AG), 보조흡수기(AA)가 추가로 설치되어 있고, 용액열교환기 3개를 포함해서 10개의 열교환기로 구성되어 있다. 95°C로 공급되는 온수는 고온재생기, 저온재생기, 보조재생기를 차례로 통과하여 냉매증기를 발생시킨다. 이 과정에서 회용액과 농용액은 고온용액열교환기와 저온용액열교환기에서 내부열교환을 한다. 고온재생기와 보조재생기에서 증발한 냉매증기는 응축기로 보내져서 냉각수에 의해 응축이 되어 증발기로 보내진다. 저온재생기에서 발생된 냉매증기는 보조흡수기로 흡수된다. 증발기에서 냉매는 전열관 내부로 흐르는 냉수로부터 증발 잠열을 빼앗아 증발하며 냉동효과를 얻게된다. 증발된 냉매증기는 흡수기로 흡수된다. 흡수기와 보조흡수기에서는 LiBr 수용액이 냉매증기를 흡수하면 흡수열이 발생하는데 이 흡수열은 냉각수에 의해 제거된다. Fig2는 2단 흡수식 냉동 사이클의 Duehring선도를 나타낸 것이다.



<Fig2> 2단 흡수식 냉동 사이클의 Duehring선도

### 나. 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램 실행결과

#### 1) 열전달면적 최적화 결과

초기에는 성능계수(Coefficiency of Performance)의 향상을 위하여 용액열교환기의 전열계수를 표준제품에 비해 4배나 높은 수치로 목표값을 제시하였음에도 불구하고, 냉방부하의 1/2정도를 COP가 현저히 낮은 보조사이클측에 의존함에 의해 COP가 0.57로 낮았다.

컴퓨터 시뮬레이션시 사용되었던 각 열교환기의 재배치에 따라 수정된 시뮬레이션의 결과는 COP가 0.75정도인 주사이클의 냉방부하분담율을 약 2/3정도로 하여, 보조사이클의 냉방부하분담율을 줄임으로써 COP를 0.635로 높일 수 있었다.

[표1] 열전달면적 최적화 결과

보조흡수기 면적 변화		37.50%	
	류브수(개)	UA(kW/C)	Q(W)
고온재생기	62	19.14	121070
저온재생기	32	9.88	61554
보조재생기	48	14.82	52312
흡수기	241	24.65	174004
보조흡수기	75	7.67	52492
증발기	150	27.45	149081
응축기	102	53.48	157472
고온열교환기 UA(kW/C)		6.99	
저온열교환기 UA(kW/C)		6.99	
보조열교환기 UA(kW/C)		6.99	
보조용액순환량(kg/s)		0.2447	
용액순환량(kg/s)		0.6781	
온수질량유속(kg/s)		1.5446	
냉각수질량유속(kg/s)		16.4998	
냉수질량유속(kg/s)		6.72	
온수출구온도(C)		58.7	
보조사이클냉도폭		4.1%	
총가열량(W)		234937	
냉방용량(W)		149081	
COP		0.635	

즉 보조흡수기의 열전달 면적을 37%로 줄이고 줄어든 열전달 면적을 응축기와 흡수기, 증발기에 균등하게 분배하고 나머지 열교환기는 설계상태로 그대로 두는 것을 새로운 설계점으로 하였다. 그리고 이후의 계산은 이 새로운 설계점을 기준으로 계산하여 열전달 면적 최적화를 이루었다.

[표2] 부분부하시 성능특성

항목	온수유량(%)	성능(%)	COP	온수출구온도(°C)
주사이클과 보조사이클을 가동시	100	100	0.640	55.0
	90	94.0	0.642	53.5
	80	86.8	0.645	52.1
	70	79.2	0.646	50.6
	60	70.0	0.647	49.0
	50	60.4	0.645	47.3
주사이클만 가동시	100	83.6	0.811	68.7
	90	78.1	0.811	67.8
	80	71.9	0.810	66.7
	70	65.1	0.809	65.7
	60	57.2	0.800	64.7
	50	49.0	0.796	63.5
	40	40.5	0.793	62.4
	30	35.9	0.901	61.1

주) 1. 냉수출구온도는 8°C, 냉수유량은 100% 흐를 때임.  
 2. 냉각수입구온도는 31°C, 냉각수유량은 100% 흐를 때임.  
 3. 냉각수입구온도가 부하량에 따라 낮아져서, 주사이클만 가동조건에서 50% 온수 유량시에 냉각수입구온도가 27°C가 된다고 하면 성능(%)는 62.3%, COP는 0.826, 온수출구온도는 56.6°C가 된다.

## 2) 부분부하시의 성능예측

부분 부하시의 성능계수는 컴퓨터 시뮬레이션에 의해 확인한 결과 약 0.80 이상임을 확인할 수 있었다. 건물의 부하가 2/3로 낮아져서 주사이클의 냉방능력으로도 냉방기능을 충분히 수행할 수 있을 때에는 보조사이클의 작동을 정지시키고 일반저온수흡수냉동기와 같이 작동하게 함으로 성능계수를 0.80 으로 유지하는 것이 가능하도록 하였다. 이것은 제어설계시에 냉방부하의 감소에 따라 제어밸브의 개도가 50%이하가 될 때 보조사이클의 펌프류를 정지시켜 보조사이클의 작동을 없애는 것으로, 이러한 논리회로를 삽입함으로써 가능하도록 하였다.

## 3. 현장성능시험 결과

### 가. 현장성능시험 결과

공장에서 성능시험이 완료된 저온수 2단흡수식냉동기는 우리공사의 분당지사 에 설치하여 1999년 8월6일부터 운전을 시작하여 성능시험을 진행하였으며 시험 결과는 다음과 같다.

#### 1) 히트밸런스(Heat Balance)

Heat Balance는 냉각수의 배출열을 냉수의 흡수열과 온수의 흡수열의 합으로 나눈 값으로 측정된 결과는 평균 약 1.1 정도로서 냉각수로의 배출열량이 과도하게 평가된 것으로 나타났다. 측정된 수치를 조사한 결과 냉각수의 온도차가 실제치보다 크게 측정되었음이 확인되었다.

#### 2) 냉동능력(Cooling Capacity)

정격은 40usRT인데 9월6일부터 9월11일까지의 측정 결과는 약 30 ~ 32usRT정도이었으며 냉수출구온도가 거의 7°C로 유지되고 있었는데 그 원인은 AHU의 열교환능력이 30usRT정도에 불과한 것에 기인한 것이라 추정된다.

#### 3) 성능계수(Coefficiency of Performance)

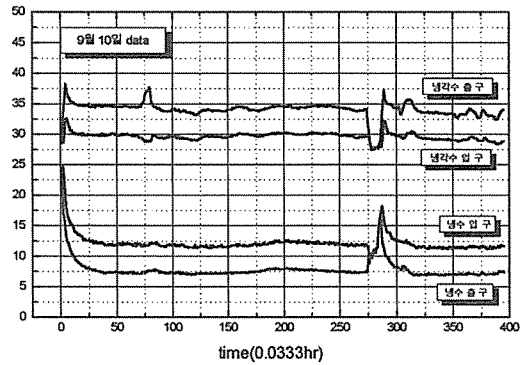
평균값은 0.6이상을 유지하고 있음을 나타냈다.

#### 4) 온수출구온도

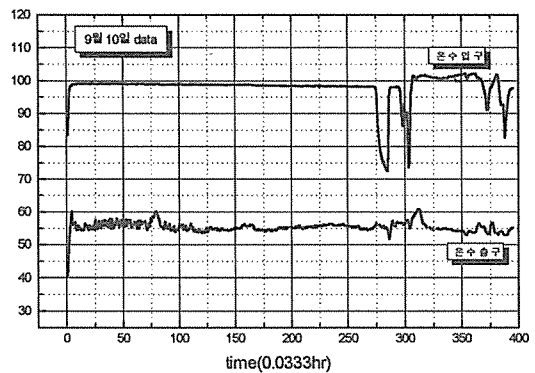
온수입구온도에 따라 달라지기는 하나 대부분이 55°C 이하로 유지되고 있었으며 냉방부하가 적어 온수제어밸브가 50%이하로 열려 있거나, 50%이하의 개도에서 100%부하로 열리는 중간에 있는 경우(온수유량이 적거나, 적었다가 서서히 증가되는 경우)는 보조사이클이 동작되지 않으므로 65°C 이상으로 높아지는 경우도 있었다.

#### 5) 냉각수입구온도

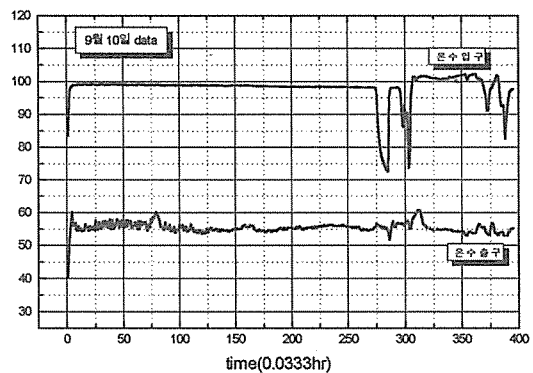
냉각수입구온도는 평균적으로 29°C 정도를 유지하고 있었다.



<Fig3> 냉수 및 냉각수 입·출구온도 변화



<Fig4> 온수 입·출구온도 변화



<Fig5> Heat Balance 및 COP

### 나. 현장성능시험 결과 분석

#### 1) 성능문제와 성능계수(COP)

설치현장의 수집자료는 전체적인 운전성능을 보여주는 것으로 정밀한 분석자료로는 활용할 수가 없다. 따라서 성능과 성능계수(COP)에 대한 분석은 공장에서 시험한 결과에 따라야 한다. 공장에서 수집한 자료에 따르면 냉동능력의 경우 설계치에 비해 87 ~ 92%가 발휘되는 것으로 확인되었으며, 이러한 성능부족의 원인은 각 열교환기의 실제의 열전달계수가 설계시에

사용하였던 수치보다 적었던 것으로 추정된다.

성능계수(COP)는 공장성능시험과 설치현장 모두에서 0.6이상으로 나타나고 있어 사이클의 구성과 사이클의 해석, 각 열교환기에 대한 기본적인 설계와 용액 열교환기의 설계가 실제와 유사한 것으로 판단된다. 성능계수(COP)는 사업초기에는 0.57를 목표치로 하였으나, 새로운 전산해석 결과 예상치인 0.637이 제시되었다. 공장의 시험결과는 보온보냉후 0.62이상이 발휘되고 있어 설계의 목표치와 비슷하게 일치하고 있음을 확인할 수 있었다.

## 2) 시뮬레이션에 의한 공장성능시험자료 분석

저온수 2단흡수냉동기의 전산시뮬레이션의 중요한 변수는 각 열교환기의 전열계수와 흡수액순환량이다. 따라서 전산시뮬레이션 프로그램에 이 중요한 변수를 변화시켜 공장에서 성능시험한 결과와 유사하게 일치되는 각 열교환기의 전열계수 및 흡수액 순환량의 보정계수를 표3에 나타내었다.

[표3] 1usRT당 보정된 전열계수 × 전열면적값 (kcal/h · °C)

항 목	1999년 4월 적용 전열계수	성능시험후 보정된 전열계수
증발기	598.9	598.9
흡수기	550.7	550.9 × 0.9
응축기	1141.1	1141.1
제1재생기	537.6	537.6 × 0.5
제2재생기	215	215 × 0.5
고온용액열교환기	80	80 × 0.75
저온용액열교환기	80	80 × 0.75
보조재생기	215	215 × 0.5
보조흡수기	220.3	220.3 × 0.9
보조용액열교환기	40	40 × 0.75

[표3]에 따라서 1999년 4월에 목표치로 제시된 냉동 능력과 성능계수(COP)를 100%이상 달성하려고 하면 재생기류는 현재의 전열면적을 2배로 증대시키거나, 또는 전열효과가 2배이상 큰 전열관을 사용해야 한다는 것이고, 흡수기류 역시 10%정도, 용액열교환기류도 33%정도 열교환능력을 증대시켜야 한다는 것이다.

1999년 4월의 시뮬레이션의 전열계수로 적용된 수치는 일반 표준냉동기의 수치에 약 20%의 전열면적 여유를 가지고 제시된 것으로 재생기의 경우 50%의 전열계수 저하는 해석이 매우 어렵다. 다른 표준 제품과 차이가 있다면 저온수 2단흡수냉동기의 재생기는 다른 일반 표준의 흡수냉동기에서 사용되는 전열관이 흡수액에 잠겨서 운전되는 형태가 아니라, 흡수액이 전열관의 외부로 스프레이 되어 흘러서 내린다는 것이

다. 따라서 비등시에 고려되어야 하는 번들효과(Bundle Effect)가 없는 것이 전열계수저하의 이유가 될 수도 있다.

재생기의 전열계수를 증대시키는 방법은 여러 가지로 제시될 수 있는 것으로 상기 제품의 상품화시 그동안의 각종 연구결과를 바탕으로 일정한 검토, 또는 연구 과정을 거치면, 2배의 전열면적 증대 없이 상기의 2배의 전열계수의 증대는 충분히 가능할 것으로 예상된다.

흡수기의 전열계수를 증대시키는 것은 전열관의 외면을 침상으로 가공하거나, 흡수액의 막을 넓게 퍼지도록 가공하는 방법에 의해 이미 그 개선방안이 제시되어 있는 것으로 10%의 전열계수 향상은 쉽게 가능하리라고 본다. 용액열교환기의 경우는 이미 표준제품에서 사용되고 있는 것으로 이 역시 쉽게 해결할 수 있을 것으로 판단한다.

## 4. 결론

본 연구개발은 사이클의 전산 시뮬레이션, 실제의 제품설계, 시제품제작, 정격조건에서 성능시험, 설치현장에서 실제의 운영시험 등을 모두 거쳐 진행된 원칙적인 연구개발이었으며 획득된 성능시험자료를 전산 시뮬레이션 결과와 비교하여 설계시에 설정된 각 열교환기의 전열계수중 어느 부분의 것이 잘못 선정되었는지 확인할 수 있었다.

즉 재생기계통의 전열계수가 필요치에 비해 약 50%정도로 낮아, 냉동능력은 90%정도만 확인되었지만, 저온수2단흡수냉동기 사이클이 이론과 같이 실제 제품에서도 정상적으로 작동함을 확인할 수 있었고, 성능계수(Coefficiency of Performance) 역시 초기의 목표치인 0.57보다 약 9%정도 높은 0.63을 달성할 수 있었다. 건물의 연속 냉방에 실제 적용하여 운전한 경우에도 냉동사이클에 이상이 없이 운전되고, 성능계수(Coefficiency of Performance)도 항상 목표치인 0.57보다 높은 0.6이상을 유지하고 있음을 확인할 수 있었다.

따라서 이 저온수 2단흡수냉동기가 상용화되면 흡수식냉동기의 온수공급·회수온도차가 커짐에 따라 기존 열배관시설 변경 없이 열배관의 공급능력이 230%로 증대하게 되고 추가 수요개발 가능하게 되어 추가수요개발에 따른 열배관 및 열원시설 투자비 절감되는 효과가 있다. 또한 현행 냉동기 대비 약 57% 공급유량 감소로 동력비가 절감될 뿐만 아니라 프레온가스 냉매를 사용하지 않아 지구 오존층 파괴를 방지하고 하절기 전력피크를 완화할 수 있을 것이다.