

# 水蓄熱(冷)式 空調시스템

## Air-Conditioning with Chilled-Water Thermal Storage

유 제 인\*  
Je In Yoo

### 1. 서 론

원자력 발전량의 증가와 발전설비의 대용량화에 따른 기저발전량의 증가에 따라 “심야 전력 수요 창출”이 필요하고, 또한 여름철 냉방용 전력의 수요증가에 따라 “첨두부하의 감소”라는 문제점이 야기되고 있다. 전력회사의 측면에서 뿐만 아니라 국가적인 차원에서도 전력부하의 평준화를 위하여 노력하여야 한다.

요즈음 활발히 보급하고 있는 심야전력기기(예 : 축열식 전기온수기, 보일러, 온돌)는 심야전력 수요창출의 효과가 있으며, 축열(냉)식 공조시스템은 첨두부하 감소와 심야전력 수요창출을 동시에 해결할 수 있는 좋은 효과가 있다. 그림 1에 발전설비의 효율적인 운영방안에 관한 개념이 도시되어 있다.

축열(냉)식 공조시스템에는 빙축열과 수축열 시스템이 있으며 본 논문에서는 수축열 시스템만 다루었다. 수축열 시스템은 열펌프를 이용하여 냉·난방을 동시에 해결하는 방법과 기존의 냉동기와 보일러를 이용하여 주로 냉방만 축냉을 하는 방법이 있다. 열펌프를 이용한 축열식 냉·난방시스템은 우리나라의 경우 남부지방과 공장의 폐열원 또는 변압기 배열등을 이용할 때 경제성이 있는 것으로 밝혀졌다.

본 논문은 미국의 Electric Power Research Institute의 1988년도 연구보고서인 “Stratified Chilled-Water Storage Design Guide”의 일부를 요약발췌하여 정리한 것임을 밝힙니다.

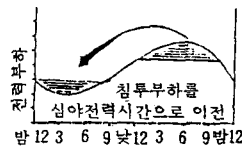
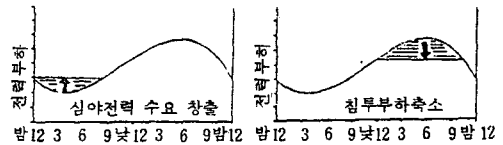


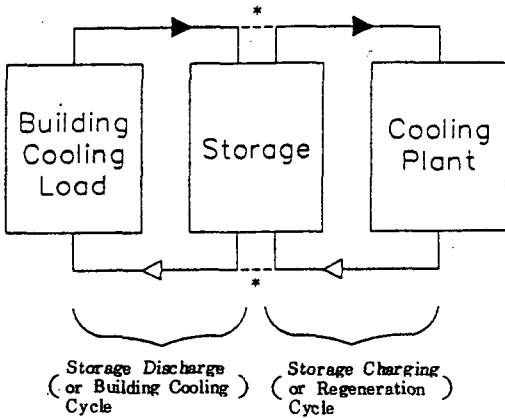
그림 1 발전설비의 효율적인 운영방안

### 2. 수축냉 시스템의 기본개념

일반적인 냉방시스템은 냉동기와 부하로 이루어지나 수축냉조가 설치되면 Thermal Flywheel의 역할을 하며 순간냉방부하와 냉동기 사이에서 그림 2와 같이 완충작용을 한다. 수축냉조의 운전은 축냉사이클과 방냉사이클로 구분된다. 축냉사이클은 전기요금에 썩 심야

\* 정회원, 한국동력자원연구소

시간대나 또는 냉동기의 운전상 잉여냉방능력이 있을 때 운전되며, 방냉사이클은 수축냉조로부터 단독으로 부하로 공급되거나 또는 냉동기와 함께 운전되기도 한다.



\* Optional Piping Permits Simultaneous Use of Chilled Water from Storage and from the Cooling Plant to Meet the Building Cooling Load.

그림 2 축냉시스템의 개념도

2.1 설계조건

수축냉 냉방 시스템의 보급은 전력회사에 게는 심야전력 수요창출과 첨두부하 감소라는 이익이 있으며 전력사용자에게는 기존의 냉방 시스템과 비교하여 냉동기의 용량을 감소시키거나 냉방 운전비용의 절약 또는 용량 감소 및 운전비용 절약을 동시에 이룰 수 있기 때문에 활발히 이루어지고 있다. 이러한 혜택을 최대한 이룩하기 위하여는 우선 건물의 냉방부하에 관한 자료와 이에 따른 운전전략에 관한 분석이 필요하다.

기존의 냉방시스템은 년중 최대 냉방부하를 이루는 시간의 부하(hourly peak cooling load)를 충족시키게 설계되나, 수축냉 냉방시스템은 일반적으로 년중 최대 냉방부하를 이루는 날의 누적부하(daily peak cooling load)를 충족시키게 설계된다.

전력요금 체계와 각 건물의 난방부하의 패턴은 수축 시스템을 설계하는데 있어 중요한 요인이다. 미국의 경우는 각 지방의 전력 회사에 따라 계약전력요금(demand charge), 사용전력요금(energy charge), 시간별 차등요

금(time of use rate) 등이 서로 다르다. 우리나라의 경우는 한국전력공사의 전력요금 체계에 따라 심야전력요금을 적용받을 수 있고, 일반 건물이 대부분 사용하고 있는 업무용 전력은 계약전력·Kw당 약 4,045 원의 기본요금(demand charge) 때문에 축열식 공조시스템을 이용하면 기본요금 절감과 값 싼 심야전력요금을 적용받아 경제적인 운전을 할 수 있다.

2.2 축열형식

축열의 형식에는 소축열과 部分축열이 있으며, 部分축열에는 수요제한(demand limited) 축열과 부하평준화(load leveling) 축열이 있다. 축열식 공조시스템에서의 축열형식의 선택은 각 건물의 냉방부하 패턴과 전력요금 체계에 따라 결정된다. 그림 3 과 같이 120ton 용량의 냉동기를 10 시간 운전하는 건물을 예로서 각각의 축열형식을 고려하면 다음과 같다.

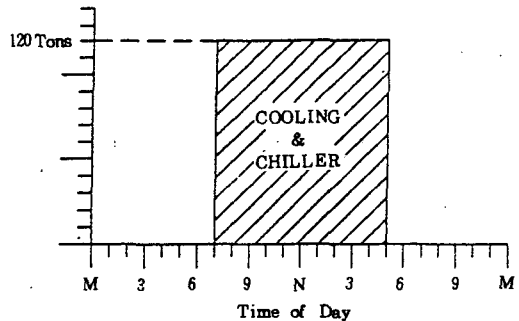


그림 3 비축열식 냉방시스템의 냉방부하

(1) 소 축 열

그림 3 과 같은 냉방부하를 갖는 건물의 총 필요 냉방능력은 1,200ton-hr이다. 비첨두부하대인 오후 5시부터 다음날 오전 7시까지 총 14 시간 동안 필요한 냉방능력 1,200 ton-hr를 저장하기 위하여는 약 90 RT 냉동기를 사용하여 그림 4 와 같이 운전을 한다.

(2) 수요제한 부분축열

그림 5 에 수요제한 부분축열의 개념이 도식되어 있다. 다음에 설명되는 부하평준화 부분축열과 수요제한 부분축열은 냉방부하에 관계되는 것이 아니라 건물의 비냉방용 전력까

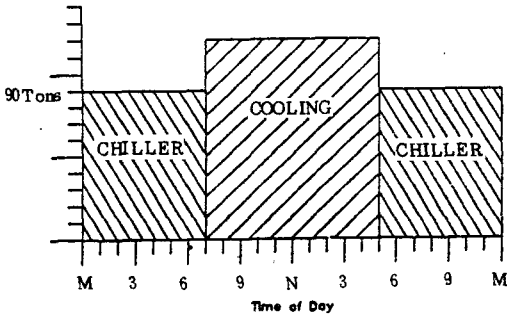


그림 4 전 축열

지 포함한 전력부하에 직접 관계된다. 수요 제한 부분축열의 경우에는 냉동기를 운전하더라도 건물의 최대 전력수요는 이미 낮게 책정되어 있는 계약전력량을 초과하지 않도록 냉동기의 운전이 조절된다. 그림 5에서 보듯이 70 RT의 냉동기로 비첨두 부하시간에 총 980ton-hr이 저장되고 나머지 필요량 220 ton-hr는 첨두부하시간에 운전한다.

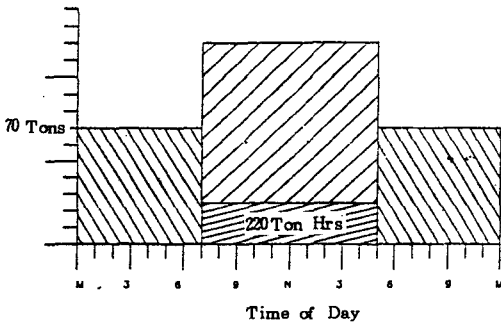


그림 5 수요제한 부분축열

(3) 부하평균화 부분축열

그림 6에서 보듯이 50 RT 냉동기를 사용하여 24시간 운전하여 1,200 ton-hr를 제작한다.

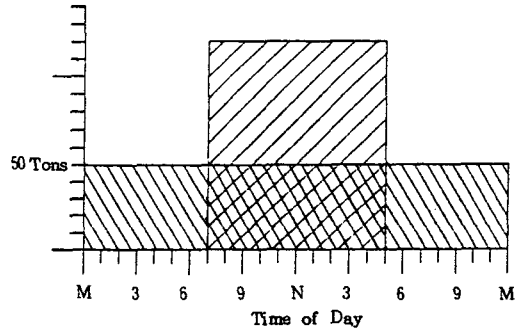


그림 6 부하 평균화 부분축열

위에 언급한 여러 축열형식의 비교가 표 1에 있다. 비축열식 냉방시스템은 120 RT 냉동기를 사용하나 축열식에서는 90, 70 또는 50 RT의 작은 용량으로도 가능하며, 또한 첨두부하 시간대의 전력사용량도 축열식 냉방시스템의 경우는 모두 1/2 이하로 감소함을 알 수 있다.

2.3 시스템 기능

축열식 냉방시스템의 성능은 주로 축열손실 및 추가 펌프동력과 냉동기의 운전시간 변화에 따른 냉동기 효율에 크게 영향을 받는다. 축열손실은 피할 수는 없으나 최소화 할 수 있다. 축열손실은 물분배기 설계, 운전방

표 1 Variations Due To Storage Mode< Peak-Day Example >

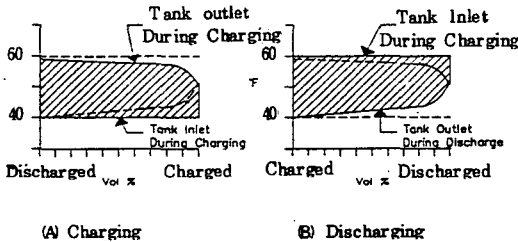
System	Chiller Size-Tons	Storage Ton Hours	Chiller- On Peak kW	On Peak kWh
No Storage	120	0	96	960
Full Storage	90	1,200	0	0
Partial Storage				
Demand Limited <sup>a</sup>	70	980	0	220
Load Leveling <sup>a</sup>	50	700	40	400

a. The terms "demand limited" and "load leveling" refer to the impact of the storage operation on the electric use pattern of the building, not to the cooling loads.

법 및 탱크 안에서의 열전달에 따라 결정된다. 탱크 내부로부터 외부로의 열손실은 표면적/용량 比가 작은 대용량의 탱크의 경우에는 매우 작다. 펌프전력은 일반적으로 많이 사용하게 되나, 냉동기 전력은 운전방법에 따라 증가하거나 감소할 수도 있다. 보편적으로 저녁 또는 밤에 운전하는 냉동기의 효율 증가로 비축열식 냉동기의 전력사용보다 축열식 냉동기의 전력사용량이 적다.

(1) 축열(냉) 성능

축열식 냉방시스템의 축열효율은 축냉을 한 후 다음 날 냉방에 사용키 위한 방냉용량(discharge capacity)의 축냉용량(charge capacity)에 대한 比로 정의된다. 그림 7은 축냉용량과 방냉용량의 개념을 나타낸다.



$$\frac{\text{ENERGY OUTPUT}}{\text{ENERGY INPUT}} \times 100 = \text{THERMAL EFFICIENCY}$$

그림 7 축냉시스템의 효율

그림 7-A는 축냉사이클의 탱크 유입구와 출구에서의 물의 온도를 나타낸다. 탱크 유입구의 물 온도는 즉 냉동기의 출구온도이며 거의 변하지 않는다. 그러나 탱크 출구의 물 온도는 축냉사이클의 끝부분에서는 하강하는 경향이 있다. 이것은 탱크의 뒷부분에 있던 더운 물이 밑의 찬 물로 열이 이동되어 온도가 내려가기 때문이다. 다시 언급하면, 탱크 앞부분의 물은 온도가 하강하고 탱크 밑 부분의 축냉된 찬 물의 온도는 어느 정도 상승하였음을 의미한다. 이러한 현상을 최소화하는 것이 바로 축냉시스템 설계의 최종 목표이다.

그림 7-B는 放冷 사이클의 탱크 유입구와 출구에서의 물의 온도를 나타낸다. 탱크 유입

구의 온도는 즉 부하측으로부터의 환수온도이다. 탱크 출구의 온도는 탱크의 벽이나 바닥을 통한 열 획득으로 인하여 축냉사이클의 탱크 입구온도보다 높아진다. 이상적으로 완전한 축냉조라면 축냉사이클의 탱크 입구온도(그림 7-A)가 방냉사이클의 출구온도(그림 7-B)로 그대로 나타나야 한다. 그러나 적절히 설계된 축냉조의 경우는 방냉사이클에 있어 탱크의 용량을 거의 모두 방출하였을 때에만 갑자기 출구의 온도가 상승하기 시작한다.

그림 7-A, B의 빗금친 부분의 면적은 바로 축냉용량과 방냉용량을 각각 의미한다. 축냉시스템의 유효 방냉용량은 축냉용량보다 작으며, 방냉사이클의 출구온도와 냉방부하의 크기에 크게 영향을 받는다. 예를 들면 방냉사이클이 계속되는 동안 출구온도가 높아지기 시작하여 10°C 이상이 된다면 제습기능에 어려움이 있을 수도 있고 또, 경우에 따라서 습기가 많지 않고 냉방부하가 크지 않다면 방냉사이클을 계속 운전할 수도 있다. 따라서 유효방냉 용량은 일괄적으로 정의할 수 없으며 각 건물의 현장 및 기후조건에 맞게 된다. 축냉효율은 방냉용량의 축냉용량에 대한 比로서 정의되며 그림 7-A, B의 빗금친 부분의 면적의 비와 같고, 적정설계된 시스템의 경우는 80~95%까지 측정되었다.

(2) 외부로부터의 열손실 또는 획득

일반적으로 축냉조 주위의 공기나 흙의 온도는 축냉조 내부의 온도보다 높으므로 외부로부터 축냉조로 열의 이동이 있다. 이러한 열획득은 탱크 벽과 바닥에 단열처리를 하고, 표면적/용량 比가 작은 대용량의 탱크를 사용하며, 또한 탱크 안에 냉수의 체류 시간을 가능한한 짧게 함으로써 최소화시킬 수 있다. 이러한 열획득은 축냉식 시스템이 비축냉식 시스템보다 전력을 많이 사용하게끔 하는 역할을 한다.

지하에 매립한 축냉조의 경우는 주변의 흙의 습윤도에 따라 열전도율이 크게 영향을 받기는 하나 地溫과 축냉조의 온도차가 작아 열획득은 크게 문제시 되지 않는다.

축냉조 냉수의 체류시간은 다음날을 예상

하여 필요한 만큼 축냉함으로써 최소화할 수 있다. 부분축열 시스템이 체류시간을 축소하기에 훨씬 용이하며, 주간에 냉동기도 함께 작동되기 때문에 유연한 시스템 운전을 할 수 있다.

(3) 내부에서의 열전달

축냉조 내부에서의 열전달은 i) 물과 탱크 내벽사이 ii) 찬 물과 더운 물의 온도경계층 등에서 이루어진다. 이러한 열전달은 냉동기로부터 최대한 냉각되어 유입된 찬 물을 덥히기 때문에 유효 방냉용량을 감소시킨다. 그러나 윗 부분의 더운 물은 열을 뺀 후에는 결국 냉동기로 보내져 냉각될 물이기 때문에 축냉시스템 전체의 열평형관계의 측면에서는 열손실은 없다고 볼 수 있다.

탱크가 축냉 및 방냉사이클을 계속하는 동안 탱크의 내벽은 덥고 차가운 물과 접촉한다. 새로이 찬 물과 접촉하였을 때는 주변의 물을 덥게 하고, 더운 물과 접촉하였을 때는 주변의 물을 차게 한다. 이러한 현상은 탱크의 표면적/용량 비가 작은 대용량의 원통형이나 정방형 탱크를 사용하여 찬 물의 체류시간을 줄이면 많이 축소시킬 수 있다.

(4) 온도경계층에서의 혼합

온도경계층에서의 열전도 및 물의 혼합이 축냉조의 열전달에 가장 중요한 요인이다. 물의 혼합은 새로이 유입되는 물의 온도가 주변의 온도와 서로 큰 차이가 없으면 이루어진다. 물의 혼합은 축냉 및 방냉사이클의 초기에 일어나기 쉬우므로 부하로 부터의 환수온도를 최대한 높게 유지하는 것이 바람직하다. 온도계층화된 축냉조는 적절한 입·출구의 온도유지와 물분배기 및 탱크 설계로 유입되는 물의 momentum을 최소화하여 혼합을 최소화할 수 있다. 온도계층화된 축냉조 중에서 물리적 칸막이나 또는 미로형 시스템의 경우는 칸막이나 수직·수평벽을 통한 열전도가 이루어지며, 더욱 접촉면적이 넓어지기 때문에 열전도가 증가하여 방냉용량이 감소하는 경향이 있다.

(5) 추가 펌프동력

축냉식 냉방시스템은 비축냉식에 비하여 많

은 펌프동력을 소비하지만 시스템 전체에는 큰 영향을 미치지 않는다. 펌프동력을 많이 소비하는 이유는 다음과 같다. 첫째, 순환수가 냉동기에서 직접 부하와 연결되지 않고 축냉조를 통하여 순환되고, 둘째 축냉조의 방냉사이클 탱크 출구온도가 탱크 외부로부터의 열획득 및 내부 열전달 때문에 냉동기 출구온도 보다 높아 추가 순환수가 소비되기 때문이다. 그러나 축냉시스템이 비축냉식과 비교하여 더욱 큰 온도차로 운전되게 설계된다면 필요 펌프동력은 오히려 감소할 수도 있다. 세째의 이유는 탱크의 초기 투자비를 줄이기 위하여 건물의 지하실이나 지하에 매립한 개방형 탱크를 채택하여 수두손실이 커지기 때문이다. 개방형 탱크의 수두손실로 인한 추가 펌프동력은 수축냉시스템의 가장 큰 단점이다. 펌프를 운전하기 위한 전력사용량의 냉방용 전체 전력사용량에 대한 비는 각각의 시스템마다 다르기 때문에 일률적으로 말하기는 어렵다. 축냉조를 냉방시스템과 연결하는 방법은 다음의 직접연결과 간접연결이 있다.

가) 직접연결

축냉조의 냉수를 부하로 직접 순환시키는 경우에는 탱크로 환수되는 배관에 압력유지용 장치가 설치되어야 한다. 이러한 장치에는 자동압력유지변이나 혹은 에너지회수용 터빈 등이 있다. 이러한 직접연결 방법의 장점으로서는 열교환기를 사용하는 간접연결 방법과 비교하여 작은 초기투자비가 소요되고 또한 열교환 온도차에 의한 손실이 없이 큰 냉방용량을 갖는 것이다. 가장 큰 단점으로는 수두손실을 극복키 위한 펌프동력이다. 이 문제점은 가장 높은 층의 배관을 여러 구간으로 구분하여 펌프로 연결함으로써 최소화할 수 있다.

나) 간접연결

축냉조와 부하사이에 열교환기를 설치하여 수두손실로 인한 추가 펌프동력을 축소시킨다. 열교환기에 대한 초기투자비의 부담과 열교환 접근온도 손실로 인하여 냉동기와 축냉조의 냉방능력을 감소시키는 경향이 있다. 간접연결 방법은 이미 냉방시스템이 설치되어 있는 기존의 건물에 추가로 축냉조를 설치할

경우에 바람직한 방법이다.

(6) 냉동기 전력

축냉식 냉방시스템의 냉동기 운전을 위한 전력소비는 비축냉식시스템과 비교하여 현저하게 감소된다. 그 원인은 그림 8에 도시된 바와 같이 낮은 콘덴서 온도를 유지할 수 있는 밤시간에 적정용량으로 냉동기를 운전할 수 있기 때문이다. 1 RT를 제조하기 위한 전력소비(그림 8의 수직축)는 냉동기의 부하가 100%에서 감소함에 따라 완만히 감소하다가 40%이하로 떨어지면 급격히 상승한다. 물론 콘덴서 온도가 낮아지면 냉동기의 전력소비는 감소된다.

축냉조를 설치함으로써 냉동기는 냉방부하로부터 부분적 혹은 완전히 분리될 수 있다. 따라서 작은 냉방부하를 충족시키기 위하여 냉동기를 비효율적인 부하상태에서 운전을 하지 않아도 되기 때문에 최적인전을 도모할 수 있다. 심야시간대에 최적인전을 하여 절약되는 냉동기 소비전력은 축냉조에서의 열손실/획득 및 펌프동력에 의한 추가 소비전력보다 많다. 따라서 적정 설계되어 운전되는 축냉식 냉방시스템의 총 전력소비는 비축냉식에 비교하여 작을 수도 있다.

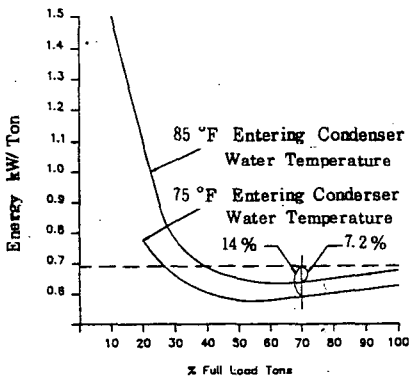


그림 8 냉동기의 전력소비량과 부하율 및 콘덴서온도와의 관계

3. 수축냉 시스템의 종류

본 절에서는 새로이 개발되어 현재 운전되고 있는 여러 형태의 수축냉 시스템에 대해

여 설명하고 그 장·단점을 비교했다. “자연적 온도계층화 시스템”이 개발되기 전에 여러형태의 시스템이 어느 정도까지는 만족스럽게 사용되어 오고 있었다. 모든 형태의 수축냉 시스템의 설계 목표는 찬 물과 더운 물의 혼합을 최대한 억제하여, 축냉 및 방냉용량을 증가시키고 나아가서는 축냉조의 부피축소와 시스템의 효율증대에 있다. 그러나 대부분의 경우에 복잡한 탱크의 모양 및 배관으로 인하여 제작비용이 많이 들고 또한 적절한 운전을 하기도 어려웠다. 또한 물의 혼합 방지라는 최대 목표를 위하여, 열전달 및 열획득에 관한 손실이 무시되기도 하였다.

지금 현재 사용되고 있는 수축냉 시스템은 다음과 같다.

- 미로형 (labyrinth)
- 수직벽형 (baffle)
- 직렬배치형 (tank series)
- 빈 탱크형 (empty tank)
- 막형 (membrane)
- 자연적 온도계층화

3.1 미로형 (labyrinth)

미로형 탱크는 주로 일본에서 건물 지하의 구조물을 이용할 수 있는 경우에 이용되었다. 미로형 탱크는 효율은 떨어지지만 지하의 구조물을 있는 그대로 사용하기 때문에 경우에 따라서는 경제성이 있다. 그림 9에 있는 개략도에서 보듯이 한 탱크의 밑으로 유입된 물은 다음의 탱크로 위에서 유입된다. 이 과정이

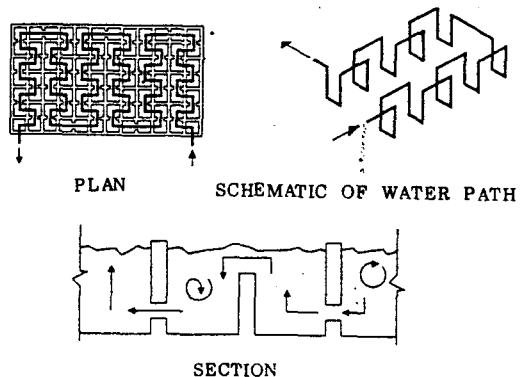


그림 9 미로형 축냉조

반복되기 때문에 물의 혼합은 계속 이루어지고, 사수역(dead zone)과 탱크 벽으로부터의 열전달 등 많은 문제점이 있다.

### 3.2 수직벽형(baffle)

수직벽형은 미로형 탱크와 같은 개념에서 개발되었으나, 지하의 건축 구조물을 그대로 이용할 수 없는 경우에 사용되었다. 이 방법은 2개의 탱크를 내부에 설치한 수직벽으로 칸막이를 하여 여러 section으로 구분한다. 물의 흐름은 미로형에서 물의 유입이 위와 아래가 반복되는 결점을 보완하여 항상 찬 물은 밑으로 더운 물은 위로 유입되게 개량되었다. 수직벽형 축냉조도 탱크 벽과의 열전달이 증가하여 축냉 및 방냉효율을 감소시키는 경향이 있다.

수직벽의 추가 공사비를 절약하기 위하여 가벼운 물질로 설치하였으나, 유입되는 물의 관성력이나 옆 탱크와의 수위 차이에 의한 압력의 변화를 견디지 못하는 등의 구조적 문제점이 발견되기도 하였다.

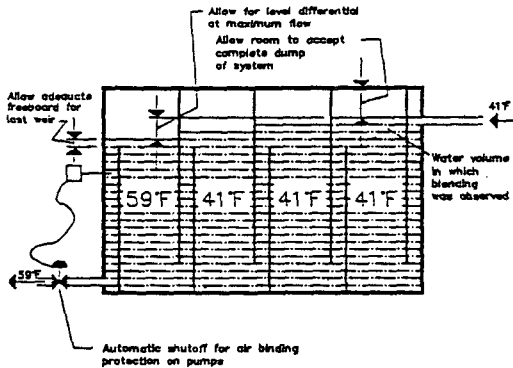


그림 10 수직벽형 축냉조

### 3.3 직렬배치형(tank series)

여러개의 독립된 탱크가 배관으로 서로 연결되어 수직벽형과 같은 원리로 운전된다. 수직벽형과 같은 문제점인 물의 혼합과 표면적/용량 비가 커서 열획득/손실의 단점이 있다. 그러나 독립된 탱크가 사용되었기 때문에 수직벽형과 비교하여 구조적으로 안전하고 수직벽을 통한 열전달은 없다. 그림 11에 개

략도가 있다.

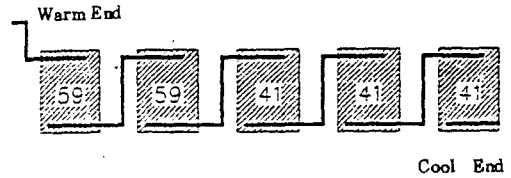


그림 11 직렬배치형 축냉조

### 3.4 빈 탱크형(empty tank)

빈 탱크형은 2개 이상의 탱크로 구성되어 직렬배치형의 직렬연결이 아니라 그림 12에 보는 바와 병렬로 연결되었다. 더운 물과 찬 물을 따로 분리하여 각 탱크에 저장하기 때문에 물의 혼합 문제점은 어느 정도 해결되었다. 축냉사이클은 부하로 부터 환수되어 저장되어 있던 더운 물이 냉동기에서 냉각되어 빈 탱크에 채워지는 과정이 계속된다. 빈 탱크가 배관의 공기 유입 등의 이유 때문에 완전히 비울 수가 없어 어느 정도의 물의 혼합은 피할 수 없다. 또한 탱크 벽에 잔류되어 있는 thermal mass도 축냉효율에 영향을 미친다.

현재까지는 빈 탱크형이 물의 혼합을 어느 정도 방지하기 때문에 가장 많이 이용되어 왔으나, 다음과 같은 단점이 있다. 빈 탱크 하나를 더 설치하는 공간과 비용 및 복잡한

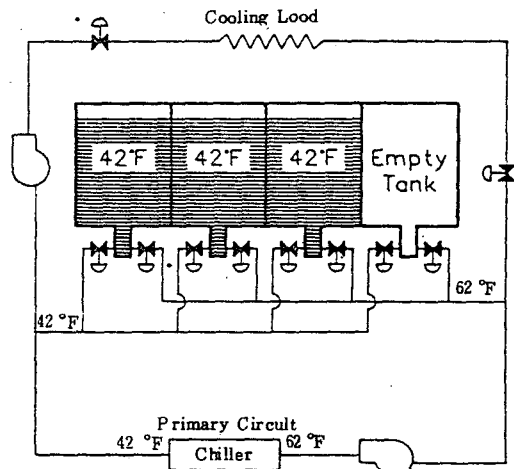


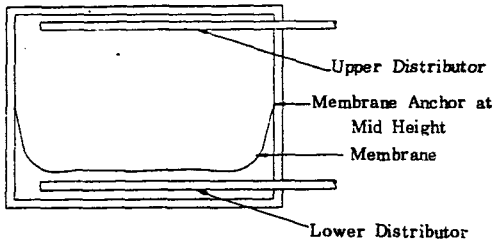
그림 12 빈 탱크형 축냉조

배관 및 밸브의 사용으로 초기 투자비가 상승한다. 또한 빈 탱크에 물을 넣고 뺄 때마다 공기와 접촉이 많아 수처리에 더욱 조심하여야 한다. 또한 축냉 및 방냉효율은 빈 탱크에 잔류되어 있는 물과 가장 높은 표면적/용량 비 때문에 감소하는 경향이 있다.

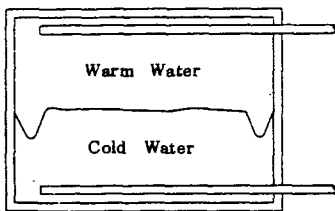
3.5 막형(membrane)

더운 물과 찬 물을 분리하기 위하여 그림 13과 같이 탄력성 있는 막을 사용한다. 막은 물이 유입 또는 유출됨에 따라 위·아래로 움직인다.

막형 탱크의 장점으로는 한 개의 탱크(일조식)를 사용하기 때문에 탱크 제작비가 절약되고 낮은 표면적/용량 비로 열획득/손실이 감소된다. 가장 중요한 단점으로는 막을 제작하기 위한 추가비용과 시스템을 운전할 때 탱크의 용량보다 더 많은 물이 유입 또는 유출되면 막이 파손될 가능성이 있다.



A. Membrane Position at Full Discharge



B. Membrane Position at Partial Charge

그림 13 막형 축냉조

3.6 자연적 온도계층형(thermal stratification)

자연적 온도계층형은 더운 물이 위에 찬 물이 자연적으로 아래에 위치하는 점과 한 개

의 탱크(일조식)를 사용한다는 점에서 막형과 비슷하다고 할 수 있다. 자연적 온도계층형은 물의 혼합을 방지하기 위하여 물리적인 막이나 수직벽 등의 칸막이를 사용하지 않고 물의 온도에 따른 밀도의 차를 최대한 이용하여 더운 물은 위에 찬 물은 아래에 놓이게 하는 것이다.

탱크로 물이 새로이 유입될 때에 물의 점성력, 관성력, 부력이 서로 작용을 한다. 보통의 경우에는 관성력이 가장 커서 노즐에서 분사되는 것과 같은 jet 형태를 이루나 적절히 설계된 물분배기를 사용하여 관성력과 부력을 서로 같은 크기로 조작하면 gravity current가 형성되어 물의 혼합이 없이 그림 14에 보는 바와 같은 안정된 온도 분포를 얻을 수 있다. 위의 더운 물과 밑의 찬 물 사이에 수직방향으로 온도구배가 있는 층을 온도경계층(thermocline)이라 한다. 축냉 및 방냉 사이클이 계속됨에 따라 온도경계층은 피스톤과 같이 상하로 움직이며, 물리적인 칸막이 역할을 한다.

자연적 온도계층형의 장점으로는 일조식이기 때문에 탱크 제작비용이 저렴하며, 또한 표면적/용량 비가 낮아 열손실/획득도 축소된다. 더욱 빈 탱크형에서와 같이 복잡한 배관이나 밸브의 연결이 필요없고, 막형과 같이 운전상의 어려움이 없다. 또한 냉방부하의 변화에 따른 부분축열도 온도경계층이 피스톤 같이 물리적 칸막이 역할을 하기 때문에 용이하다. 결론적으로 자연적 온도계층형이 다른 어떤 방법보다도 초기투자비용이 저렴하며 운전이 용이하다.

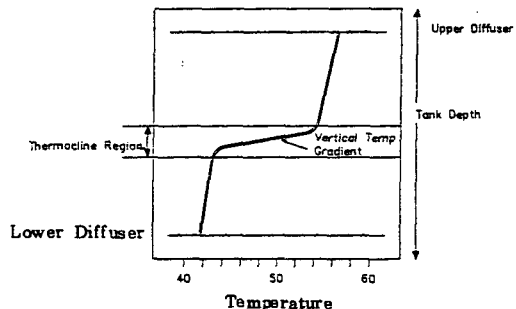


그림 14 자연적 온도계층화의 온도분포



축냉 및 방냉효율의 측면은 EPRI Report EM-4352에 보고된 바와 같이 막 형과 자연적온도계층형 모두 약 90%로 밝혀졌다.

#### 4. 축냉조의 설계

자연적 온도계층형 축냉조를 위하여는 다음과 같은 사항에 유의하여야 한다.

- 온도계층의 형성 및 유지
- 물분배기의 설계지침
- 균형잡힌 흐름을 위한 물분배기 배관
- 탱크의 모양 및 크기

##### 4.1 온도계층의 형성 및 유지

온도계층화를 시키는 주 목적은 더운 물과 찬 물을 최대한으로 분리시켜 시스템의 효율을 증가시키는 것이다. 따라서 축냉 및 방냉사이클 동안 계속하여 가장 얇은 온도계층을 유지하여야 한다. 이 목적을 이루기 위하여는 탱크내에서 자연대류를 억제시켜야 하며 다음과 같은 요소 등이 고려되어야 한다.

###### (1) 부력(밀도差)

위에 더운 물이 밑에 찬 물이 균일한 온도를 갖고 놓여 있다면 이는 매우 안정된 상태이다. 그러나 탱크의 윗 방향으로 온도가 감소한다면—즉 찬 물이 탱크의 윗 부분에서 유입되었거나 탱크 밑의 찬 물이 바닥으로부터 열을 흡수하여 더워지면—부력이 작용하여 자연대류가 일어나 수직방향으로 유체의 이동이 생긴다. 이러한 수직방향으로의 유체이동은 서로 다른 밀도(온도)의 물을 혼합시킨다. 따라서 축냉사이클 중에는 처음 유입시킨 찬 물보다 높은 온도의 물 유입을 방지하고, 방냉사이클 중에는 윗부분에 유입되는 더운 환수의 온도보다 낮은 온도의 물이 환수되지 않도록 하여야 한다. 또한 표면적/용량 비가 낮은 작은 용량의 탱크(다조식 탱크까지 포함)의 경우에는 벽체로부터의 열획득/손실도 유체의 수직이동을 야기시키므로 주의하여야 한다.

축냉사이클의 탱크 유입구의 온도의 하한선에는 한계점이 있다. 유체가 갖는 부력은 그 밀도차에 의하며, 밀도차는 또한 그림15에서

보는바와 같이 온도에 따라 변한다. 물의 밀도는 약 4°C까지는 온도가 하강함에 따라 증가한다. 그러나 4°C이하에서는 감소하므로 4°C이하의 찬 물이 유입되면 수직방향으로의 유체이동이 이루어질 수도 있으나, 일반적인 냉동기로 4°C이하의 물 제작은 어려우므로 크게 주의할 필요는 없다.

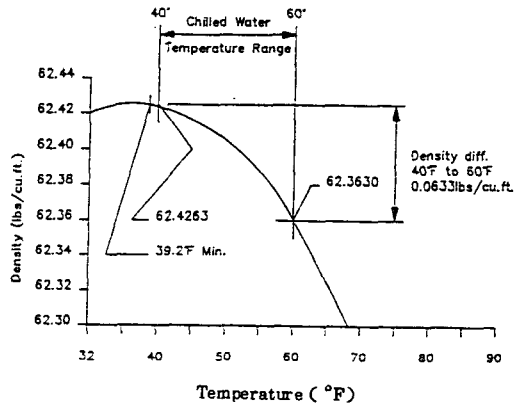


그림 15 물의 밀도와 온도와의 관계

###### (2) 혼합

온도계층화된 축냉조에서의 물의 혼합은 다음 두 경우가 있다.

축냉사이클 중 찬 물이 아래 물분배기를 통하여 유입되거나, 방냉사이클 중 더운 물이 위 물분배기를 통하여 유입될 때 어느 정도의 물의 혼합이 이루어진다. 적절히 설계된 물분배기를 사용하면 물의 점성력 및 관성력은 약화되고 부력이 강화되어—즉 축냉사이클 중 아래의 물분배기를 나온 찬 물의 부력은 아래 방향으로 작용하고, 방냉사이클 중 위의 물분배기를 나온 더운 물의 부력은 윗 방향으로 작용하여 탱크의 밑바닥과 위의 수면은 수직방향운동을 억제함—수평방향으로 유체가 흐른다. 따라서 물의 혼합을 최소화시킬 수 있으며, 이 때 혼합된 작은 양의 물이 바로 온도계층을 형성하는 것이다.

벽체를 통한 외부로부터의 열획득이나, 벽체에 잔류되어 있는 thermal mass 때문에 벽체나 바닥에 인접해 있는 물의 온도가 주변의 온도보다 높아짐으로써 자연대류가 일어나 물이 혼합될 수가 있다. 따라서 탱크는 일

조식의 표면적/용량 比가 낮은 대용량일수록 유리하다.

(3) 열전도

온도경계층이 최초로 형성되어 사이클이 계속되는 동안 온도경계층을 통한 열전도는 피할 수가 없다. 온도경계층은 시간이 지남에 따라 두꺼워지며, 따라서 온도경계층내의 온도구배는 작아져 열전도의 量은 점점 감소한다.

4.2 물분배기의 설계지침

온도계층화 탱크의 물분배기는 물의 흐름을 균일하고 낮은 속도로 수평방향으로 유입되게 하여야 한다. 시스템 설계에서 책정된 설계유량을 유지하며 물분배기에서의 유속을 최소화하겠다고 개방구의 면적을 증가시키면 균일한 흐름을 얻을 수가 없다. 따라서 물의 관성력을 최대한 약화시켜 밀도차에 의한 부력만으로 물이 수평방향으로 흐르게 하는 물분배기의 설계는 inlet densimetric Froude number,  $Fr_i$ 의 개념을 도입한다.

$$Fr_i = \frac{U}{(g'h)^{1/2}}$$

where  $g' = g \cdot \frac{\rho_i - \rho_a}{\rho_i}$

$h$  = 물분배기 개방구 높이  
 $U$  = 개방구에서의 유속

$Fr_i$ 는 물의 관성력의 부력에 대한 比를 의미한다.  $Fr_i$ 를 약 1~2 정도 유지시키면 gravity current가 형성되어 물의 혼합을 최대한 억제하며 좋은 온도계층화를 이룰 수 있음이 참고문헌<sup>1)</sup>에 밝혀졌다.

4.3 물분배기 배관의 설계지침

물분배기를 연결하기 위한 헤더나 배관은 각각의 물분배기에 균일하고도 와류가 없는 흐름이 되도록 주의하여야 한다. 분배기에 균일하지 않은 물의 흐름이 있으면 수평방향으로의 물의 회전은 생겨 혼합이 일어날 가능성이 높아진다.

그림 16에 저질로 균일한 흐름(self-balancing)을 이루는 배관이 예시되어 있다.

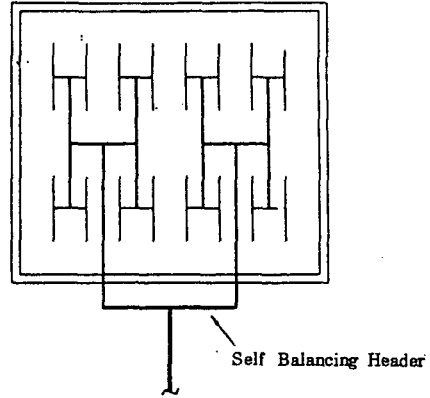


그림 16 Self-balancing 물분배기

4.4 탱크의 모양과 크기

탱크의 바닥에 경사가 있거나 벽면이 곡선이나 구부러지는 것은 피하여야 한다. 그러나 원통형 탱크의 경우에는 radial diffuser를 사용하면 벽면의 곡선은 문제가 되지 않는다.

탱크의 깊이는 축냉 및 방냉용량과 밀접한 관계가 있다. 그림 17에서 보는 바와 같이 온도경계층의 두께가 30cm일 경우에 탱크높이가 증가함에 따라 축냉조의 유효용량은 증가한다. 탱크높이가 약 1.5 m 이하에서 유효용량이 급격히 감소함을 알 수 있다.

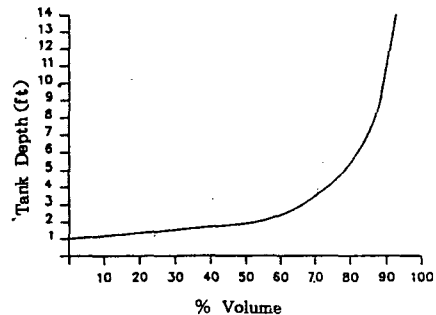


그림 17 유효용량과 탱크높이의 관계 (30 cm 온도경계층 기준)

참 고 문 헌

1. "Initial Formation of a Thermocline in Stratified Thermal Storage Tanks". ASHRAE Transactions, 1986. Vol. 92, Part 2