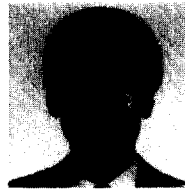


# 빙축열 시스템 시뮬레이션

## Simulation of a Cold-Storage System

金 錫 賢  
S. H. Kim  
國民大學校 工科大學



- 1950년생
- 에너지 시스템 해석 및 효율향상과 복합열전달 문제 및 열교환장치의 설계 적정화에 관심을 가지고 있다.

### 사용부호 및 용어설명

LSR : 야간이행률  
 Pref : 냉동기 소비전력량(kWh)  
 Etot : 총괄 소비전력량(kWh)  
 MXT : 믹싱온도(°C)  
 Qde : 방냉열량(Rth)  
 TSE : 축열효율  
 N,D : 야간 및 주간  
 EER : 총괄에너지 효율  
 STS : 축열조크기  
 RCF : 냉동기 냉동능력(Rt)  
 Qshort : 부족냉각열량(Rth)  
 Qch : 축냉열량(Rth)  
 냉수운전능력(daytime capacity of operation) : 냉동기 동시운전시의 냉동기의 냉동능력  
 냉동능력(refrigeration capacity) : 냉동기가 단위시간에 피냉각물로부터 제거할 수 있는 열량  
 소비전력량(integral power consumption) : 소비전력의 시간적분치, 전력(kW)×시간(h) = 전력량(kWh)  
 빙충전율(ice packing factor : IPF) : 축열조내의 정격 제빙량과 충전수량의 비

야간이행율(load shifting ratio) : 야간 소비전력량과 1일 소비전력량의 비

축냉용량(cooling storage capacity) : 냉방의 목적으로 축열조내의 저장하는 정격열량과의 비

축열효율(efficiency of thermal storage) : 축열조에 저장되었던 열량과 방냉가능한 열량 총괄에너지효율(total energy efficiency ratio) : 1일 냉방부하와 1일 소비전력량의 비

### 1. 서론

#### 1.1 배경

최근 국가전력수급의 합리화를 도모하기 위하여 쾌적공조에 축냉방식을 도입하는 방안이 적극 강구되고 있다. 이 방식은 새로운 구상이라기 보다 쾌적공조의 초창기인 1930년경에도 적용이 되었던 빙축방식의 새로운 응용이라고 할 수 있다. 그 당시에는 주로 냉방부하가 일시적으로 집중되는 극장, 교회 등의 냉동열원설비의 소형화를 위하여 빙축방식이 도입되었으며 전력사용량 등의 운전에 관련된 사항에는 관심의 중요성이 거의 없었던 것이 현재의 상황과는 매우 다르다.

공조용 전력수요는 지역, 계절, 평일 또는

휴일의 시간대별로 변한다. 특히 근래의 하절기 냉방전력수요 급증으로 인한 전력수급 불균형은 동·하계 및 주·야간의 전력수요차를 크게 증가시키고 있다. 피크부하가 커지면 연간 부하율이 작아지고 발전이용효율도 낮아지므로 off-peak 시의 수요유도를 도모하고 평균화된 전력수요를 창출하기 위한 에너지정책 및 전력시책들이 제시 되고 있다.

현재 보급되는 축열시스템은 그 자체로서 보다는 야간전력의 활용에 의해 비용이 절감되는 부분이 크기 때문에 기존의 일반 공조시스템과의 경쟁력을 확보하기 위하여서는 축열시스템 채용의 신뢰성 및 경제성 확보가 필요하며 시스템설계 및 적정제어 논리의 수립을 위한 시스템해석 기술이 필수적이 되었다. 즉 기상 변화, 냉방부하의 변화, 운전유형의 변화 등이 고려된 우리나라 전체 냉방기간 동안에 대한 해당 시스템의 열성능 및 경제성을 파악할 수 있는 시스템 시뮬레이션 기술이 요청되고 있다. 시뮬레이션을 통한 설계적정화의 주목표는 다음과 같다.

- ① 구성요소의 단순모델의 조합 해석
  - 운전방식이나 계절별 특성의 파악
- ② 시스템 요소장비 용량의 적정화
- ③ 부하예측을 통한 제어기법 시도

따라서 본 원고에서는 원칙적으로 일반 관외착빙형 축냉시스템에 적용하는 컴퓨터시뮬레이션 기법과 이를 통하여 시스템의 계절별 성능예측과 적정한 운전전략을 수립하는 방안을 제시하고자 한다. 축냉시스템의 다양한 특성으로 인하여 프로그램의 단순한 범용화는 매우 어려우나 본고의 내용은 용기형 시스템 등에도 그 논리가 적용될수 있는 것으로 사료된다.

### 1.2 축냉시스템의 특징

축냉시스템의 피크절감 효과로 발전시설의 절감 등 에너지 수급계획이 25%향상되는 한편 야간 송전으로 이전되는 부분의 송전손실을 5%정도 절감하는 등 현존의 송배전설비를 항상 높은 효율로 운전할 수 있다.

또한 기존의 일반냉방방식에서 냉동기의 년

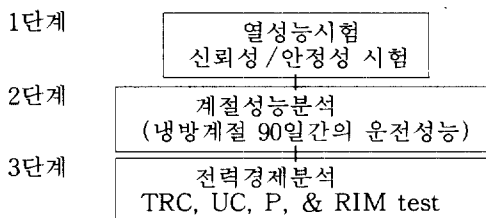
평균 정격부하운전시간이 가동시간의 1/4에 불과한 것의 개선을 도모할 수 있어 연간 전력소모량의 10%정도를 절감할 수 있다는 것이 보고되고 있어 축냉시스템에서의 단점인 제빙운전을 위한 냉동기의 derate 와 COP의 열화등이 장비가동을 및 에너지비용 면에서 상쇄 또는 유리한 입장이 될수 있을 것으로 예측된다. 즉 부하이동 효과를 최대한 활용함으로써 최대순간부하를 기준으로 냉동기용량을 선정하는 일반 방식에 비해 1/2-2/3의 용량으로 시스템구성이 가능한 것으로 보고되고 있다.

또한 전력요금이 높은 낮시간대의 전력소비를 줄이고 요금이 낮은 심야전력을 사용함으로써 그리고 축열조에서의 자연적인 열손실과 추가설치비용부담 등의 경제적인 부분도 유리한 설계가 가능하다. 미국의 EPRI는 1996년까지 동급의 규모에서 일반냉방방식에 비해 초기투자비용이 10%절약된 축열시스템의 설계가 가능할 것으로 예상하고 있다.

### 1.3 시스템의 계절성능 분석

축냉설비의 성능을 적정하게 예측하기 위하여 아래 그림에 표시된 3단계 분석이 요망되며 분석방법에 요구되는 사항은 다음과 같다.

- (1) 성능예측을 위하여 대상시스템의 구성요소별 운전특성, 제어논리를 정확히 그리고 합리적이고 명료한 수식으로 표시할 것.
- (2) 이로써 설치건물에 대한 우리나라 전체 냉방기간 동안의 기상, 냉방부하, 그리고 지정된 운전모드별 장치운전 특성을 파악할 것.
- (3) 대상장치의 시간대별 성능예측 계산 결과로써 전력경제분석을 수행할 수 있을 것.



### 1.4 대상시스템

본고의 계산을 위한 대상 시스템은 중앙집중식 수냉방식으로 각 실별로 팬코일 유니트가 설치되어 있으며 시스템 구성은 축열조를 기준으로 냉동기가 유동의 하류측에 있는 하류 냉동기(chiller down strwam)방식으로 그림 1에 나타내었다.

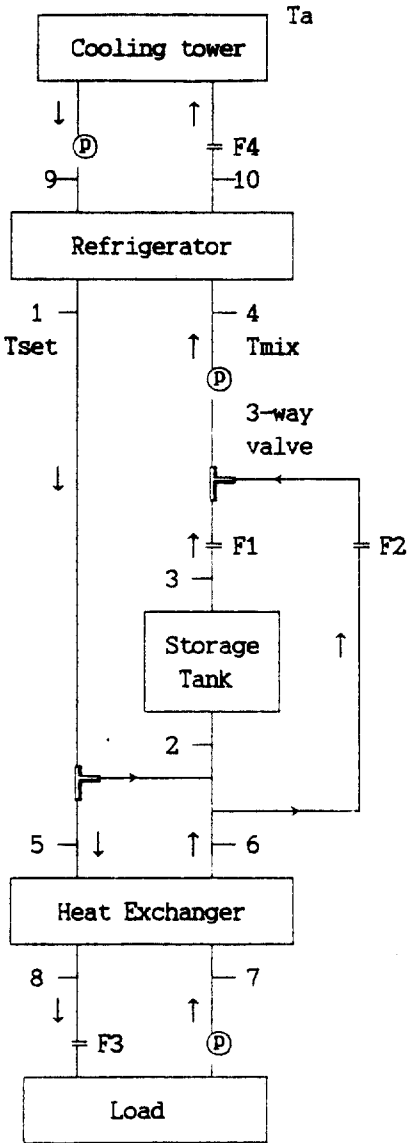


그림 1 대상 시스템 회로

### 2. 모델링

#### 2.1 주 프로그램

시뮬레이션 계산에서는 대상장치의 각 요소 장비에 대한 부프로그램(sub-program)에 의해 요소별 특성이 계산되며 주어진 운전설정 조건에 따라 주프로그램을 계산하는 방식으로 진행된다.

그림 2에 프로그램의 유동도를 보이며 별도로 축열조 및 냉동기 우선방식, 축열조 및 냉동기 단독운정방식 등 실측된 운전모드와 부하상황에 따라 계산된 결과와 실측데이터를 비교 도시하여 계산의 신뢰성을 확인한다.

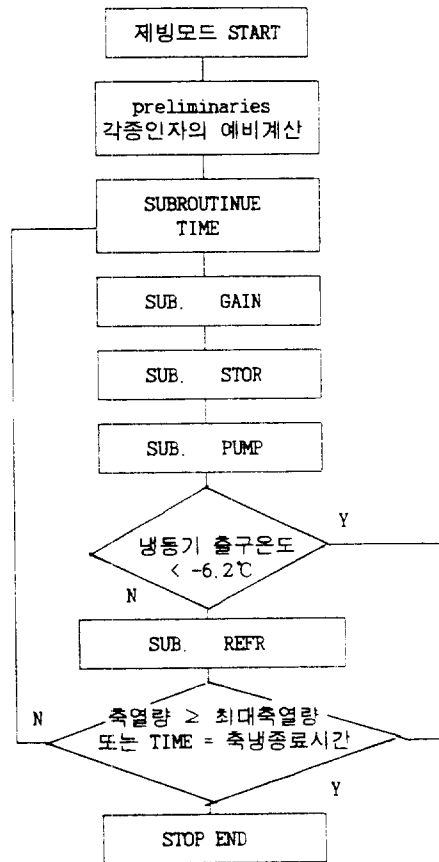


그림 2.1 프로그램의 Flow Chart (제빙)

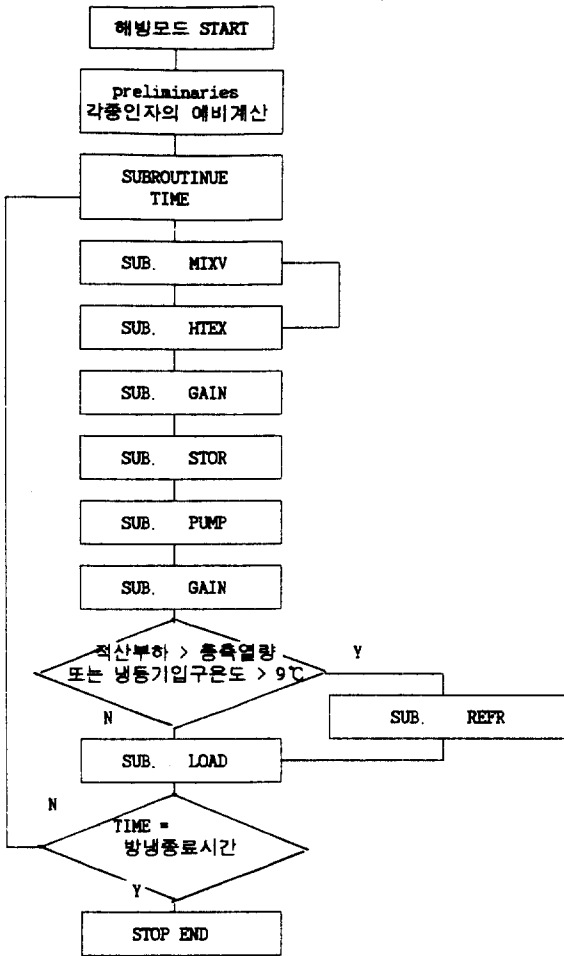


그림 2.1 프로그램의 Flow Chart (해빙)

(1) 입력 데이터

브라인, 냉각수, 축열조, 부하측의 각각의 유량과 주야간의 냉동기 출구온도를 설정하고, 축열조 최대 축열용량, 축냉시간과 방냉시간을 설정한다. 또한 냉동기를 제외한 전동기기들의 소비전력들과 최대 피크일의 부하, 그리고 사용매질의 열적성질 등을 입력한다.

(2) 축냉과정

초기에 설정된 냉동기 출구온도에 의해 냉동기에서 부터 축열조 입구까지의 배관에서 열손실로 인한 온도상승을 계산하여 축열조 입구온도를 구하고 축열조에서 시간에 따른 축열량을 계산한다.

축열조를 나온 유체는 배관손실과 펌프의 마찰손실에 의하여 축열조 출구온도보다 상승되기 때문에 배관손실과 마찰손실을 계산하여 냉동기로 들어가는 유체의 온도를 계산한다. 냉동기에서 응축열량, 응축온도, 증발열량, 소비전력등을 계산하여 냉동기 출구온도가 결정된다.

제어조건에 의하여 냉동기 출구온도가 설정 온도보다 낮은 경우, 단계적으로 냉동기출력을 감소시키거나 정지시키고 축열량이 최대축열량에 도달했을 때와 축냉종료시간이 되었을 때는 축냉운전을 중지한다.

(3) 방냉과정

열교환기 입출구온도와 냉동기 출구온도를 설정하고 열교환기 입구까지의 배관손실로 인한 유체의 온도상승을 계산한다. 부하측 냉수와 의 열교환량을 계산하고 축열조 입구까지의 배관손실로 인한 유체의 온도상승을 계산한다.

축열조에서는 시간에 따른 방냉열량과 축열조 출구온도를 계산하고, mixing valve출구온도가 설정온도보다 보다 낮아짐에 따라 mixing valve가 작동하여 브라인의 축열조 통과유량이 감소하고 by-pass유량이 증가한다. 또한 mixing valve출구온도가 설정온도보다 보다 높아짐에 따라 축열조 통과유량을 증가시키고 냉동기 출구온도가 설정온도에 미치지 못할 경우 단계적으로 냉동기를 가동시킨다.

열교환기로부터 1차측(축열조)유체와 열교환을 수행한 2차측(부하)유체의 부하측 입구까지의 배관열손실과 공조부하의 방냉열량을 사용하여 부하측 출구온도를 구한다. 부하출구에서 열교환기 입구까지의 펌프와 배관의 열손실로 인한 유체의 온도상승을 포함하여 부하측의 열교환기 입구온도를 구한다. 부하측의 열교환기 입구온도는 실제적 상황을 감안하여 일정도 이상 상승되는 부분에 대하여는 빙축장치의 용량부족으로 처리한다. 방냉종료시간이 되면 운전을 정지한다.

2.2 시스템 제어

시뮬레이션 프로그램의 유동은 시스템의 제어논리를 그대로 반영하여야 하며 이러한 적정 제어를 통하여 추구하는 효과는

- ① 야간 전력 이용의 증가
- ② peak cut 운전의 가능
- ③ 열원기기의 용량감소
- ④ 원전관리의 간소화에 의한 적절한 운전의 실현

등과 같다. 따라서 축냉 시스템의 제어논리 구성에는

- 적절한 운전시간과 운전방법을 채택
- 장치를 높은 효율에서 작동
- 운전비용을 절감
- 안전성을 도모

등의 개념이 포함되어야 한다.

2.3 부 프로그램

(1) 냉동기

냉동기 가동시의 증발기열량(qe), 압축기동력(Pref), 및 응축열량(qc)등의 실측 데이터를 최소자승법을 적용하여 응축온도(Tc)와 증발온도(Te)에 대한 복합 2차함수로 나타내고 이 수식들의 값이 열량평형식(2.4)를 만족하도록 비선형 연립방정식의 근을 구하는 Newton Method를 사용하여 미지수들 즉 냉동기의 작동특성을 반복계속으로 구한다.

$$q_e = f(T_c, T_e) \quad (2.1)$$

$$Pref = f(T_c, T_e) \quad (2.2)$$

$$q_c = f(T_c, T_a) \quad (2.3)$$

$$q_c = q_e + Pref \quad (2.4)$$

본 계산의 경우 측정된 응축온도의 범위가 28°C에서 32°C이므로 응축온도의 外插(extrapolation)을 위하여 냉동기 성적서로부터 上限의압 및 下限의압의 두 경우에 대한 보정계수(correction factor)를 구하여 적용하였다. 또한, 냉동기가 두개의 압축기와 네개의 실린더로 구성되어 있어 냉동기의 출구온도에 따라 작동실린더 갯수가 결정되므로 냉동기의 작동특성을 네 단계로 나누어 모델링 한다.

(2) 축열조

축열조 시뮬레이션의 목표는 다음과 같이

정의된 열교환 효율을 구하기 위한 것이다.

$$\epsilon = \frac{T_i - T_o}{T_i - T_s} = \epsilon(m, m_i)$$

여기서  $T_i$ : 축열조입구 브라인온도  
 $T_o$ : 축열조출구 브라인온도  
 $T_s$ : 축열매체 온도  
 $m$ : 브라인 유량  
 $m_i$ : 제빙량

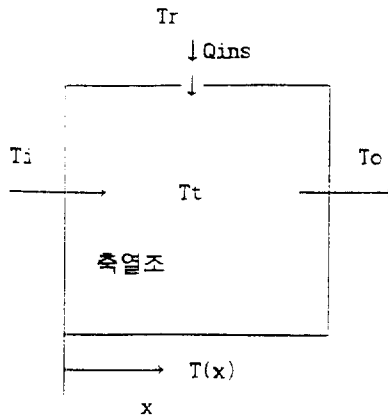


그림 3 축열조 주위의 에너지 평형

축열조의 열교환성능을 예측하기 위하여 그림 3에 주어진 좌표계와 현상에 대하여 총괄 및 국소 모델을 수립하고 이를 풀어나가도록 계획하였다. 입, 출구에 대한 총괄에너지평형식(overall energy balance)은

$$Q = mC_p(T_i - T_o) < 0 \text{ for charge} \quad (2.5)$$

$$> 0 \text{ for discharge} \quad (2.6)$$

$$Q = (UA)(T_r - T_t)$$

$$T_t = T_s \text{ for sensible stage} \quad (2.7)$$

$$T_t = T_{fg} \text{ for latent stage} \quad (2.8)$$

가 되며 한편 축냉재의 엔탈피변화율을 축냉재의 현열과 잠열의 합으로 표현하면

$$Q + Q_{ins} = \frac{dH}{dt} = \frac{d}{dt} (\sum mh) \quad (2.9)$$

으로 주어진다.

여기서 총축냉재량  $m$ 은 액체축냉재량  $m_w$ 와 고체축냉재량  $m_i$ 의 합이므로 ( $m_w = m - m_i$ ) 축냉재의 잠열변화량은

$$h_w \frac{dm_w}{dt} + h_i \frac{dm_i}{dt}$$

$$= h_w \left( \frac{dm}{dt} - \frac{dm_i}{dt} \right) + h_i \frac{dm_i}{dt}$$

$$= \frac{dm_i}{dt} (h_i - h_w)$$

여기서 총축냉재량은 시간에 따라 변하지 않으므로  $\frac{dm}{dt} = 0$  이다. 따라서 축열조의 에너지 균형방정식을 정리하면

$$\dot{Q} + \dot{Q}_{ins} = C_w \cdot \frac{dT_w}{dt} + C_i \cdot \frac{dT_i}{dt} - h_{wi} \cdot \frac{dm_i}{dt}$$

이 된다.

한편 임의의 구간  $x$ 와  $x + \Delta x$ 에 대한 국소 에너지평형식(differential energy balance)은 열교환 형태가 單流형(single stream type)이라고 가정할때

$$mC_p \frac{dT}{dt} = UP(T_t - T) \quad (2.10)$$

가 되고 경계조건이 주어질때 위식을  $x$ 에 대해 0부터  $L$ 까지 적분하여 해를 다음과 같이 얻는다.

$$T = T_t + (T_i - T_t) \exp\left(-\frac{UPL}{mC_p}\right) \quad (2.11)$$

$$T_s = T_w \text{ for stage C-1}$$

$$= T_{ph} \text{ for stage C-2, 3}$$

여기서 길이  $L$ 일때의 축열조 출구온도  $T_o$ 는 다음과 같다.

$$T_o = T_s + (T_i - T_s) \cdot \exp(-Ntu)$$

$$Ntu = \frac{UA}{\dot{m} \cdot C_p}$$

또한 열교환효율은

$$\epsilon = 1 - e^{-Ntu} = F \cdot (m, m_i)$$

로 주어지며 함수  $F$ 는 데이타의 최소자승치리로 얻은 함수이다.

또한

$$Ntu = -\ln(1 - \epsilon)$$

$$UA = -\dot{m} \cdot C_p \cdot \ln(1 - \epsilon)$$

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_i - T_o)$$

$$= \epsilon \cdot \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_i - T_s)$$

와 같다. 사용된 부호는 다음을 나타낸다.

$Q, Q_{ins}$  : 축냉 및 방냉열량, 축열조 손실열량

$m$  : 순환유량

$C_p$  : 순환매체의 비열

$T_i, T_o$  : 축열조 입구온도, 출구온도

$T_r$  : 기계실온도

$T_t, T_s$  : 축열물질 온도, 탱크내 유체온도

$T_{fg}$  : 상변화온도

$H, h$  : 총엔탈피 및 구성요소 매질별 엔탈피

$U$  : 총괄열전달계수

$P, L$  : 열전달표면의 perimeter 및 길이

열교환 특성은 축열조에 따라 단류형보다는 대향류형의 특성을 가지는 경우가 있으므로 이 경우에는 상기 수식의 조정을 요한다.

열전달계수 등의 특성상 축냉과 방냉과정을 각각 현열과 잠열구간으로 구분하고 잠열축냉은 다시 축열매체의 분산형태에 따라 다시 구속잠열축냉 및 불구속잠열축냉과정으로 구분, 모델을 시도하였다. 즉

◦ 축냉 단계(Charging Stage)

C-1-현열 축냉(Sensible charge) : 상변화온도까지 축냉제의 상변화 없이 현열로 축냉하는 구간.

C-2-불구속 잠열 축냉(Unconstrained latent charge) : ice-on-coil의 경우 coil위의 얼음들이 접촉없이 생성되는 축냉구간

C-3-구속 잠열 축냉(Constrained latent charge) : ice-on-coil의 경우 coil위의 얼음들이 접촉연결 되어 축냉되는 축냉구간

C-1 과정 : 축냉제의 잠열변화량과 얼음의 현열변화량은 0이므로

$$C \cdot \frac{dT}{dt} = \dot{Q} + \dot{Q}_{ins}$$

$$\Delta T_s = \frac{\Delta t}{C_s} \cdot (\dot{Q} + \dot{Q}_{ins})$$

$$UA = (R_b + R_w + R_{if})^{-1}$$

$R_b$  = brine side resistance

$R_w$  = wall resistance

$R_{if}$  = free connection of liquid phase

C-2 과정 : 축냉제의 현열변화량은 0 이므로

$$-h_{wi} \cdot \frac{dmi}{dt} = \dot{Q} + \dot{Q}_{ins}$$

$$\Delta m_i = -\frac{\Delta t}{h_{wi}} \cdot (\dot{Q} + \dot{Q}_{ins})$$

$$UA = (R_b + R_w + R_{ice} + R_{if})^{-1}$$

Rice : conduction through ice

C-3 과정 : 브리징현상에 대한 보정

o 방냉 단계(Discharging Stage)

D-0- 직접 잠열 방냉

(Direct contact latent discharge) : coil에 얼은 얼음의 외부측에서 부터 얼음이 용해되는 방냉구간

D-1- 불구속 잠열 방냉

(Unconstrained latent discharge) : 얼음들이 접촉 없이 얼어있는 방냉구간

D-2- 구속 잠열 축냉

(Constrained latent discharge) : 얼음들이 접촉연결되어 얼어있는 방냉구간

D-3- 현열 방냉

(Sensible discharge) : 축냉제의 상변화없이 현열로 방냉되는 구간

D-0, 1, 2 과정 : 축냉제의 현열변화량이 0 이므로

$$-h_{wi} \cdot \frac{dmi}{dt} = \dot{Q} + \dot{Q}_{ins}$$

$$\Delta m_i = -\frac{\Delta t}{h_{wi}} \cdot (\dot{Q} + \dot{Q}_{ins})$$

$$UA = R_b^{-1} \text{ for D-0}$$

$$UA = (R_b + R_w + R_{ic})^{-1} \text{ for D-1, 2}$$

$R_c$  : conduction through liquid phase

D-3 과정 : 축냉제의 잠열변화량이 0이므로

$$C_s \cdot \frac{dT_s}{dt} = \dot{Q} + \dot{Q}_{ins}$$

$$\Delta T_s = \frac{\Delta t}{C_s} \cdot (\dot{Q} + \dot{Q}_{ins})$$

$$UA = (R_b + R_w + R_{if})^{-1}$$

현열 축냉 및 방냉시는 축열조효율( $\epsilon$ )을 축냉 및 방냉순환유량(m)의 함수로, 그리고 잠열축냉 및 방냉시는 축열조효율( $\epsilon$ )을 빙층진율(IPF)과 축냉 및 방냉순환유량(m)의 함수로 나타내었다.

$$\epsilon = f(m) \quad : \text{현열축방냉시} \quad (2.12)$$

$$\epsilon = f(m, \text{IPF}) : \text{잠열축방냉시} \quad (2.13)$$

구해진 축열조효율로 축냉 및 방냉열량, 축열조의 온도변화 및 빙층진상태변화, 출구온도 등의 축열조특성을 계산한다.

$$Q = \epsilon \times \text{순환유량} \times \text{비열} \times (T_s - T_{in}) \quad (2.15)$$

$$\text{축열매체의 온도변화} = \frac{\text{축-방냉열량}}{(\text{총매체량} \times \text{비열})} \quad (2.16)$$

$$\text{빙층진율(IPF)변화량} = \frac{\text{축-방냉열량}}{(\text{총매체량} \times \text{비열})} \quad (2.17)$$

$$T_{out} = T_{in} + \frac{\text{축방냉열량}}{(\text{순환유량} \times \text{순환매체의 비열})} \quad (2.18)$$

(3) 열교환기

Mixing valve에 의한 유량변화에 따른 열교환효율의 특성을 구하는 과정으로 실측된 데이터로 부터 열용량비 Rc, 열교환효율  $\epsilon$ , 전달단위수 Ntu를 구한다. 유량변화에 따른 Ntu를 계산하는 수식을 최소 차승법에 의하여 구하여 열교환기의  $\epsilon$ 과 열교환기 입출구 온도를 다음과 같이 예측한다. 즉 대향류형 판형열교환기에 대하여

$$\epsilon = \frac{1 - \exp(-Ntu(1-Rc))}{1 - Rc \exp(-Ntu(1-Rc))} \quad ;$$

$$Rc = C_{min} / C_{max}$$

$$T_{c, out} = T_{c, in} + \epsilon (T_{h, in} - T_{c, in})$$

$$T_{h, out} = T_{h, in} - Rc (T_{c, out} - T_{c, in})$$

로 얻어진다.

(4) 배관부분

배관의 길이와 단열재질의 특성에 따른 열 취득량 계산으로

$$\epsilon = 1 - \exp(-Ntu)$$

$$T_{out} = \epsilon(T_a - T_{in}) + T_{in}$$

와 같이 추산된다.

(5) 펌프 취득열량

펌프의 마찰손실열량 등에 의한 발생열량특성을 구하는 과정이다.

$$q_f = 1.2 \times 10^{-6} \rho u^5 D^2 \times 0.7355$$

(6) 부하 및 외기조건

한국전력에서 제시한 냉방기간중 최대 피크 부하일의 부하를 100으로 하여 이를 기준으로 월별, 시간별 평균부하를 최대 피크부하일의 부하에 대한 비율로 나타낸 블럭데이타를 이용하여 최대 피크부하가 주어졌을 경우 월별, 시간별 평균부하 QL을 구하고 부하측의 출구 온도를 계산한다.

$$T_o = QL / (m C_p) + T_i$$

필요한 외기조건도 같은 요령으로 블럭데이타 화일을 작성하였다.

표 각 부프로그램의 기능

TIME	설정된 시간 간격에 따라 時와 分을 계산하고, 총 시간을 적산한다.
MIXV	by-pass밸브 주변의 온도를 측정하여 설정 온도 이하일 경우 적절한 유량을 by-pass한다.
HTEX	유량변화에 따른 열교환기 효율, NTU, Rc 등을 계산하여 1, 2차측의 열교환기 출구 온도를 구한다.
GAIN	배관을 통과하는 유체의 외기에 의한 온도 상승을 구한다.
STOR	축열조 특성식으로 유량, 입구온도, 시간, 외기온도 등에 의해 출구온도를 구한다.
REFR	냉동기 특성식에 의해 냉동기 열량을 계산하고, 냉동기 열량으로 냉동기 출구온도를 구한다.
LOAD	부하에 대한 블럭데이타에서 시간별 평균 부하를 읽어 열교환기측 부하출구온도를 구한다.

3. 수치계산 및 결론

일부 요소의 성능시뮬레이션 결과와 실측치가 최동식등<sup>[12]</sup>에 비교되어 있으며 실제 상황을 잘 예측하고 있음을 알 수 있다. 계산 과정에서 외기는 축냉시스템 평가용으로 제시된 월별 시간대별 표준기상데이타<sup>[9]</sup>를 근거로 하였으며 유량은 오리피스 유량계와 초음파 유량계의 실측값으로, 건물부하는 월별 시간대별 평균 부하와 건물 최대 피크부하를 입력하여 계산을 수행할 수 있다.

참 고 문 헌

- Spethmann, D.H., 1992, "Optimal Control for Cool Storage", ASHRAE Journal, pp. 57-60.
- Spethmann, D.H., 1993, "Application Considerations in Optimal Control of Cool Storage", ASHRAE Transactions : symposia, CH-93-10-1.
- Silver, S.C., Milbitz, A., Jones, J.w., and Peterson, J.L., Hunn, B.D., 1992, "Component Models for Computer Simulation of Ice Storage System", ASHRAE Journal, pp. 43-55.
- Silver, S.C., Jones, J.W., Peterson, J. L., and Hunn, B.D., 1992, "CBS /ICE : A Computer Program for Simulation of Ice Storage Systems", ASHRAE Journal, pp. 35-42.
- Braun, J.E., "A Comparison of Chiller-priority, Storage-priority, and Optimal Control of on Ice-storage System", ASHRAE Transactions : symposia, AN-92-8-1, pp 893-902.
- 김영인 외, 1988. 3. 24, "공조용 축열시스템 개발", KIST 과학기술처 보고서, pp. 75-164
- 손병진 외, 1991, "공조냉동기기의 성능측



- 정 및 평가에 관한 연구(2)”, 한양 대학교 (공조 냉동공학회), 한국과학재단 보고서.
8. 한국전력공사 영업처, 1993. 1. 29, “축냉식 냉방시스템에 관한 실증시험 및 평가기준”, 한국전력공사, pp. 13-83.
  9. ITSAC., May 1989, “Design, Control & Operational Strategies of Eutetic Salt Storage System”, An itsac Thermal storage technical Bulletin, itsac, c. 3110.
  10. Mills, A.F., 1992. Heat Transfer, IR-WIN, pp 705-806.
  11. Stoecker, W.F., and Jones, J.W., 1982, Refrigeration and Air Conditioning, McGraw-Hill, pp. 281-307.
  12. 최동식, 원종진, 김석현, 1993.11, “용기형 축냉 시스템의 계절 운전성능연구”, 공기조화 냉동공학회 학술대회, #9 pp. 45-50.