

지역 난방 시스템(VII) District Heating System(VII)

오 후 규
H. K. Oh
부산수산대학교 냉동공학과

4. 축열장치

기호

$H_{ul(2)}$: 연료1(2)의 저발열량
 ΔK_B : 절약되는 연료량
 m_B : 축열조내 전수량
 m_{ML} : 축열시 혼합영역에 있는 수량
 Q_L : 축열조 소요 축열량
 \dot{Q}_{max} : 어느 운전 시간내에서의 최대 축열량
 Q_{nutz} : 실제 이용할 수 있는 축열량
 Q_V : 축열조 표면에서의 손실열량
 q_v : 축열조의 비열손실
 t_2 : 축열시의 조내 수온
 V_B : 축열조 용량
 α : 이용율
 $\eta_{1(2)}$: 연료1(2)의 열변환 효율
 ρ : 밀도
 σ_s : 축열조 계수
 h : 비엔탈피
 $K_{B1(2)}$: 연료1(2)의 단가
 m_{ME} : 방열시 혼합영역에 있는 수량

Q_{nst} : 축열조 설비용량(가능 방출열량)
 $Q_{theor. max}$: 이론 최대 축열량
 \dot{Q}_τ : 어느 시간 τ 에서의 축열량
 t : 조내 수온
 t_a : 축열조 외부 온도
 W_{gez} : 발전량에 대한 배열량의 비율
 ε : 축열지수
 λ : 비축열 능력
 σ : 전력 평가지수
 τ : 시간

4.1 축열조 종류

축열조는 에너지를 현열 또는 잠열 형태로 받아 들여 부하에 따라 열을 지역난방 배관망의 반송 매체로 방출하는 장치이다.

이와 같은 성질 때문에 지역 열공급 시스템내의 축열조는 다음과 같은 경우에 적합하다.

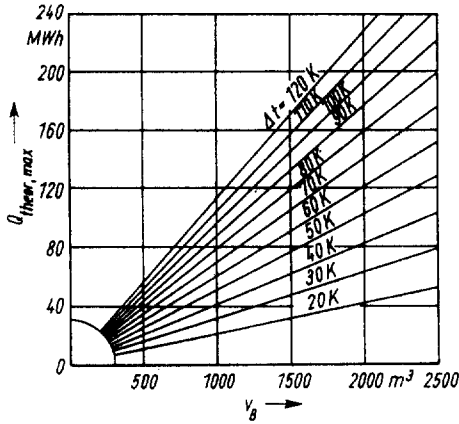


그림 4.1 이론최대 축열-용량($t_1=80^{\circ}\text{C}$ 의 경우)

- i) 피크(peak)부하 수요의 보상
- ii) 피크(peak)전력 부하 발생시간 중에는 최대 전력을 발생시키므로 열을 받아들이거나 방출할 수 있도록 열병합발전 설비를 연2결하기 위해 도입
- iii) 기술적으로 열발생 설비를 최소 출력 이하의 경우로 열부하 수요를 보상하기 위해 도입
- iv) 특정 배관 구간이나 특정 수요가에 대한 공급의 신뢰성 향상
- v) 간헐적 또는 불연속적 운전을 하는 발생설비와 연결하는 경우(예를 들면, 공업 프로세스의 여열 도입)

작동 원리에 따라 등압형 축열조와 변압형 축열조로 분류된다. 등압형 축열조의 특수한 예로서는 온도 성층형 축열조가 있다.

고온수 배관망에 의한 지역난방 시스템에서는 온도 성층형이 이용되는 경우가 많다. 이론적 최대 축열용량은 축열 탱크체적 V_B 와 고온수 배관망의 순환온도에 따라 다음과 같이 된다(그림 4.1 참조).

$$Q_{theor,max} = V_B(\rho_2 h_2 - \rho_1 h_1)$$

여기서 ρ : 밀도, h : 비엔탈피, 첨자 1, 2는 축열조의 축열 및 방열시(되돌아감)를 나타낸다. $Q_{theor,max} / V_B$ 는 비축열 능력이며, 다음 식으로 주어진다(그림 4.2 참조).

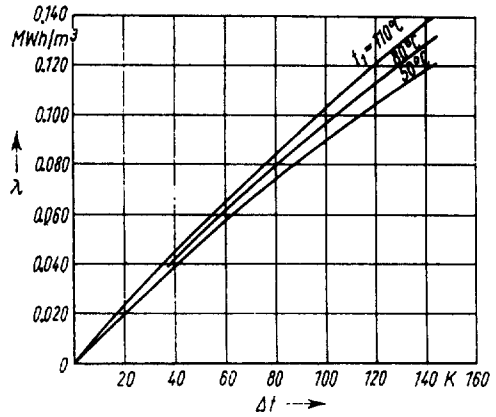
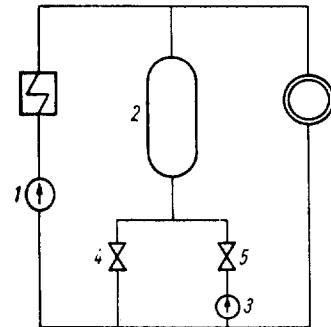


그림 4.2 비축열 능력 λ

$$\lambda = \frac{Q_{theor,max}}{V_B} = \rho_2 h_2 - \rho_1 h_1$$

변압형 축열조는 증기배관망으로만 되어 있는 지역 열공급 시스템에서는 이용되지 않는다.(4.1) 변압형 축열조의 축열조 계산은 Pauer(4.2) 및 Goldstern(4.3)에 의해 상세히 논의되고 있다.

4.2 지역난방 시스템내에서의 축열조 배치



- 1. 고온수 순환펌프
- 2. 고온수 축열조(온도 성층형 축열조)
- 3. 급수펌프
- 4, 5. 스톱밸브

축열과정: 4. 개(開), 5. 폐(閉), 1. 운전
방열과정: 4. 개(開), 5. 폐(閉), 1. 및 3. 운전

그림 4.3 지역난방 시스템내 축열조의 기본적 배치

지역난방 시스템내에서 온도 성층형 축열조의 기본적인 배치법을 그림 4.3에 나타낸다.

(역주) 그림 4.3

보통은 온수 순환펌프 1로 고온수를 순환시키고, 펌프 하류의 열교환기로 가열한 후 수요가에게 보내진다. 축열시에는 밸브 4를 열고, 축열조 2내의 저온수를 4측에서 고온수 순환펌프로 향하게 하여, 열교환기에서 고온수를 순차조내로 보내고, 고온수가 조내에 가득차면 밸브 4를 닫는다. 조내의 고온수를 이용할 경우에는 밸브 5를 열고, 급수 펌프 3을 운전하여 수요가측에서 되돌아오는 온수를 조내로 보내며, 고온수를 방출하여 열교환기에서의 고온수와 혼합하여 수요가측으로 보낸다.

피크(peak)부하 발생시의 전력 생산에 이용하기 위해서 열병합 발전소에서 축열운전의 장점을 유효하게 이용하고자 하는 경우에는 축열조 설치 장소를 가능한 한 열병합 발전소 가까이에 설치하는 것이 목적에 적합하다. 수요가측에 설치하면 배관 마인의 부하를 균형있게 할 수 있고, 수요가에 대한 공급

의 신뢰성을 높일 수 있는 특징이 있다. 따라서, 열병합 발전소에 아주 가깝게 설치될 경우에는 위에서 기술한 특징이 더욱 현저하다.

송수온도를 제어하는 시스템에서는 직접 열병합 발전소 가까이에 설치하는 것이 축열조 도입에 있어 경제적인 효과를 높이기 위한 전제 조건이다. 축열장치의 계통도를 그림 4.4에 나타낸다.

계통도 a)는 발전소내에 축열조가 설치되는 경우에 적합하며, 특별히 축열조용 급수 펌프를 필요로 하지 않는 장점이 있다.

계통도 b)는 발전소 외부에 설치할 경우에 적합하며, 이 접속법은 앞에서 설명한 축열장치가 사용되고 있다. 이것은 발전소 설치 장소에 관계없이 설치할 수 있는 장점이 있다.

계통도 c)는 송수온도를 제어할 수 있는 지역난방 시스템에 필요하며, 별도로 설치한 열교환기를 이용하여 축열조의 축열에 필요한 온도를 확보하고 있다.

계통도 d)는 송수온도를 제어하고 있는 시스템에서 가능하며, 별도의 열교환기를 설치할 필요가 없다. 배관망내 온수온도는 축열조의 축열시간 중에는 지역난방 시스템의 피

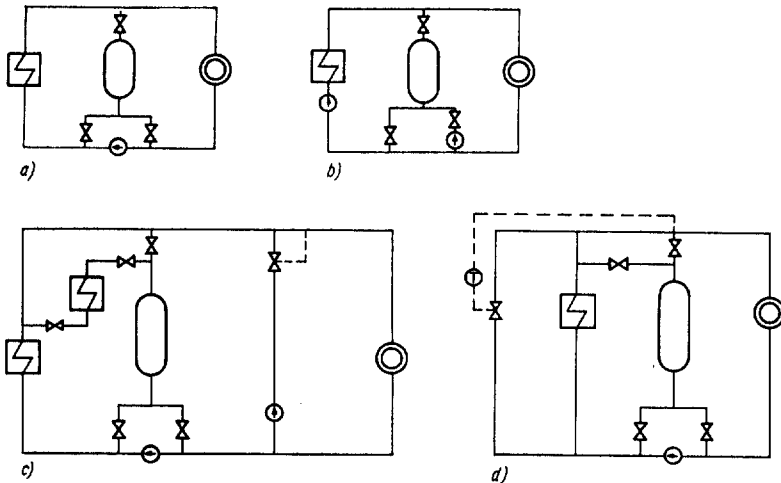


그림 4.4 축열조의 각종 접속법

크(peak)부하시 소요배관망 온도와 같아야 한다. 이 경우에는 관내로 흐르는 온수온도를 바이패스(by-pass) 제어하여 보정하고 있다. 그러나 이 방식은 열병합발전에 있어 최대 전력을 발전시키고자 하는 경우에는 불리하다.

4.3 축열조 용량산정

온도 성층형 축열조의 축열 및 방열시에는 혼합영역에서 순환 온수가 혼합된다. 이 혼합영역은 축열탱크의 체적을 충분히 이용하고자 하는 점에서는 손실로 된다.

혼합영역의 크기는 축열 및 방열시 출구측 온도를 측정하므로써 구할 수 있다. 그림 4.5에 나타낸 온도 경과는 환수 및 송수의 경우 혼합 영역내에서 완전히 혼합된 경우에 대응하는 것이다.

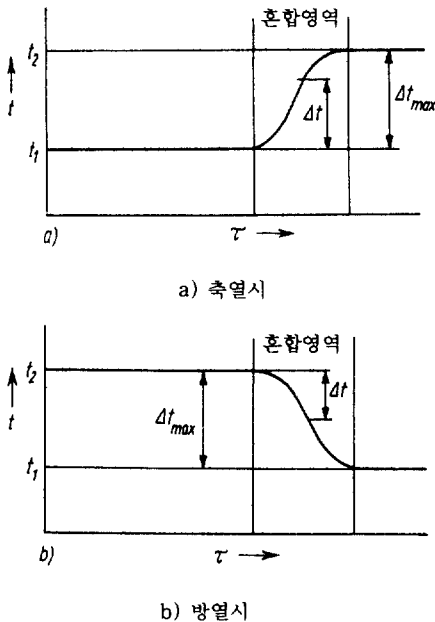


그림 4.5 축열 및 방열시 탱크 출구에서의 온도 경과

각각의 경우 혼합영역에서의 완전한 혼합은 환수온도와 혼합영역 수온와의 차 $\Delta t = \Delta t_{max}$ 에 대응하고 있다. 또한 $\Delta t < \Delta t_{max}$ 라는 것은

환수 및 송수의 혼합영역에서 배출이 불완전하다는 것을 의미한다.

방열시 고온의 온수를 송수측에서 공급하기 위해서는 축열시에 고온수량 m_{ML} 로 만들어진 혼합영역은 거의 완전히 환수측으로 배출할 필요가 있다. 이것은 증발되는 것이 아니라라는 점에 주의를 해야 한다. 방열시에는 고온수량 m_{ME} 의 혼합영역은 송수측에서는 완전히 공급되지 않도록 하거나, 아니면 소량만 공급되도록 한다. 탱크내에 남은 혼합영역 부분은 다음 축열시에 환수측으로 보내진다.

양적인 관계는 축열시 축열지수 ϵ 과 방열시 이용률 α 로 정의된다(그림 4.6 참조) 즉,

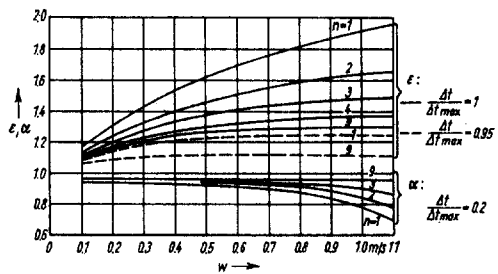
$$\text{축열지수} : \epsilon = 1 + \frac{m_{ML}}{m_B}$$

$$\text{이용률} \alpha = 1 - \frac{m_{ML}}{m_B}$$

여기서, m_B 는 탱크내의 전체 고온수량이며, 혼합영역의 크기는 다음 각 항에 따라 결정된다.

- i) 입구측 유속
- ii) 탱크 및 입·출구의 기하학적인 관계
- iii) 각 개별 탱크의 접속법(직렬접속이거나 병렬접속)

그림 4.6의 ϵ 및 α 와 입구유속 w 과의 관계는 직렬접속 탱크의 경우 탱크 중앙에서 축방향으로 흐르는 유입관이 있을 때(유입관과 탱크 직경비 1:12) 적합하다.



n : 직렬접속 탱크 기수

Δt : 축열조내에서 이용 가능한 온도차,

Δt_{max} : 최대 온도차

그림 4.6 축열지수 및 이용률

실용상 축열지수 $\varepsilon=1.1$, 이용률 $\alpha=0.95$ 로 계산된다.

탱크체적 V_B 인 축열조의 축열시 열량

$$Q_L = \varepsilon V_B \lambda \text{가 필요하게 된다.}$$

축열조의 설비용량 Q_{inst} 는 방열시 발생하는 혼합영역의 열량 때문에 이론 최대 축열량보다 작고, 다음과 같이 된다.

$$Q_{inst} = \alpha Q_{theor, max} = \alpha \lambda V_B$$

소요탱크의 체적을 결정하기 위해서는 표면으로부터의 열손실 Q_V 를 고려해야 한다. 문헌(4.2)로부터 다음과 같은 냉각식으로 결정한다.

$$\frac{t - t_a}{t_2 - t_a} = f(\tau)$$

여기서, t_a : 외측온도, τ : 시간, t : 온도, t_2 : 축열상태에서의 온도

비열손실 q_V 는 축열조 설비용량과 열손실의 절대값과의 비로서 정의된다.

즉,

$$q_V = \frac{Q_V}{Q_{inst}} = \frac{\rho_2 \times C_2}{\alpha \lambda} (t_2 - t)$$

여기서, c_2 는 축열상태에서의 비열이다.

그림 4.7은 시간 τ 와 비열손실 q_V 의 관계를 나타낸 것이다. 시간 τ 후에 이용할 수 있는 축열용량 Q_{nutz} 은 축열조 설비용량보다도 열손실 Q_V 만큼 작다. 따라서 다음과 같이 나타

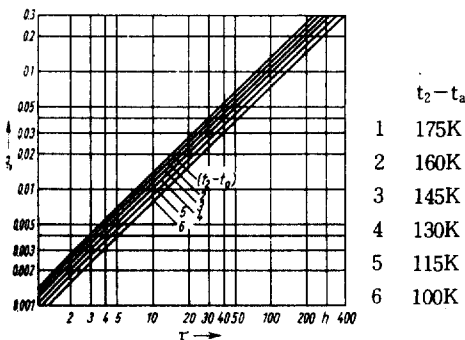


그림 4.7 축열 탱크의 비열손실 q_V
(칼·마르크스 市型)

낼 수 있다.

$$Q_{nutz} = Q_{inst} - Q_V = (1 - q_V) Q_{inst}$$

그러므로, 소요탱크의 체적은 다음과 같다.

$$V_B = \frac{1}{\alpha(1 - q_V)} \frac{Q_{nutz}}{\rho_2 h_2 - \rho_1 h_1} = \frac{1}{\eta_s \lambda} Q_{nutz}$$

문헌에서 종종 $\eta_s = \alpha(1 - q_V)$ 를 축열조 효율이라 한다. 근사 계산값으로 η_s 는 0.9에서 0.95값이 채용되고 있다.

4.4 축열조 계수의 결정

축열조 계수 σ_s 는 열공급 시스템의 최대 총 출력 \dot{Q}_{max} 에 대한 축열조 방열출력의 비로 표시된다.

축열조 계수의 크기는 본질적으로 지역 열부하의 특성과 가격구조에 따라 결정할 수 있으며, 피크(peak) 전력 발생과 경부하 운전 관계를 고려하는 것도 의의가 있다. 설계 온도에서 1일 부하 변동 곡선의 경과로부터 축열조 계수의 가능 최대값 $\sigma_{s, max}$ 는 다음 식과 같다(그림 4.8 참조).

$$\sigma_{s, max} = 1 - \frac{1}{\tau_d} \sum_0^{\tau_d} \frac{Q(\tau)}{Q_{max}} \Delta \tau$$

면적 A_1 과 A_2 는 거의 동일한 크기이며, 면적 A_1 은 축열조의 설비용량 Q_{inst} 와 크기가 같을 것 같지만, 발생설비는 축열조의 열손실 Q_V 를 보상할 필요가 있으므로 A_2 는 A_1 보다

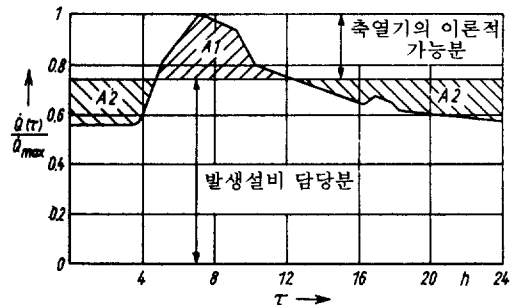


그림 4.8 기술적으로 가능한 축열조 계수 $\sigma_{s, max}$ 의 결정

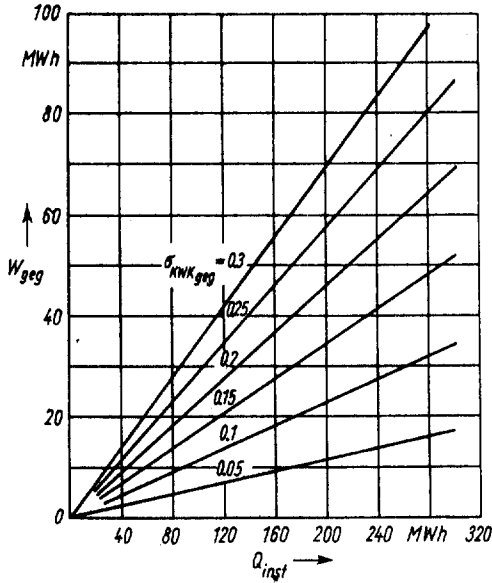


그림 4.9 축열할 경우의 배압 터빈 발전량

크다. 따라서, 기술적으로 가능한 축열조 계수 $\sigma_{s,max}$ 는 약간 감소한 σ_s,max 로 된다. 일일의 부하주기에서 이 감소량은 작게 되므로 실제 계산에서는 무시할 수 있다.

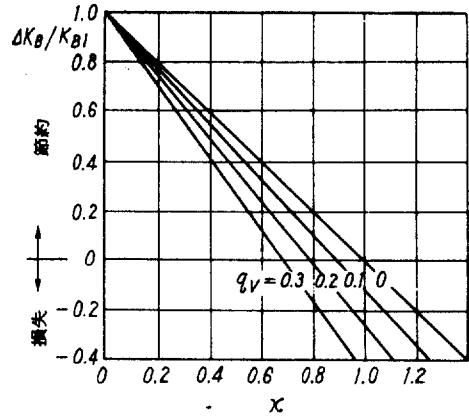
과도시간 중 특히 열부하가 적은 경우에는 전력의 피크 부하시간 사이 최대의 발전을 할 때 축열기가 담당하는 역할은 크다. 탱크 체적 또는 축열기 설비용량에 따라 탱크에서 방출되는 열을 축적하므로써 탱크의 배압운전에서 얻어지는 발전력에 대응하는 배열은 다음과 같이 된다(그림 4.9 참조).

$$\text{즉, } W_{geg} = \sigma \frac{E}{\alpha} Q_{inst}$$

여기서, σ : 전력 평가 지수(kWh/kJ)

대략적으로 계산하여 60MW 배압탱크의 열병합 발전소에서 1MW의 배압운전에서 방출되는 열을 축적하기 위해서는 약 35m³의 축열조 체적이 필요하다.

다수의 장치가 있는 지역난방 시스템에서 각종 연료단가가 x_B 인 연료를 도입하면, 축열조를 이용하므로써 연료의 비용이 절약된다. 축열조 운전에 따라 얻어질 수 있는 연료비의 절감 ΔK_B (그림 4.10 참조)는 연료 1의



$$K_{B1} = Q_{nutz} \frac{K_{B1}}{\eta_1} \frac{H_{u1}}$$

$$x = \frac{\eta_1}{\eta_2} \cdot \frac{K_{B2}}{K_{B1}} \cdot \frac{H_{u1}}{H_{u2}}$$

그림 4.10 축열에 의한 연료비 절약

열에서 연료 2의 열을 대신하므로써 다음과 같이 구할 수 있다.

$$K_{B1} = Q_{nutz} \frac{K_{B1}}{\eta_1 H_{1d}}$$

$$\Delta K_B = Q_{nutz} \frac{K_{B1}}{\eta_1 H_{1d}} \left(1 - \frac{1}{(1-q_v)} \frac{\eta_1 K_{B2} H_{u1}}{\eta_2 K_{B1} H_{u2}} \right)$$

여기서, H_{u2} : 연료의 저발열량, η_{12} : 연료의 열변환 효율, K_{B12} : 연료단가

$$x = \frac{\eta_1}{\eta_2} \cdot \frac{K_{B2}}{K_{B1}} \cdot \frac{H_{u1}}{H_{u2}}$$

따라서, 다음과 같은 경우에는 상당히 절약된다.

$$\frac{K_{B1}}{(1-q_v)\eta_2 H_{u2}} \frac{\eta_1 H_{u1}}{K_{B1}} < 1$$

시스템의 전출력에 대해서 기술적으로 가능한 축열조 출력의 비율 $\sigma_{s,max}$ 는 25%까지 가능하지만, 경제적으로 이 크기까지 실현할 수는 없다.

최적화, 즉 피크 전력 발생이나 연료비 절감이라고 하는 것은, 정량적인 효과라 생각되는 모든 것을 사용하고 있다. 대략적으로

계산하면 축열조 계수 α_s 는 0.1에서 최대 0.15까지를 채용할 수 있다.^(4,4)

4.5 구성과 부속품

4.5.1 탱크식 축열조

탱크식 축열조로서 물을 축열 매체로 한 축열조가 고려된다. 최고 축열온도 선정방법에 따라서 100℃까지의 온수 축열조와 100℃ 이상의 고온수 축열조로 분류된다. 이 온도에 대한 소요 운전 압력에 따라 무압식 및 가압식 축열조라 부르고 있다. 탱크식 축열은 등압형 축열조의 특수한 경우로서 온도 성층형 축열조로 되고 있다.

철제 가압식 축열조는 구조상 그 크기에 한계가 있으며, 탱크 구조는 압력 및 온도의 최대 발생값에 따라 결정된다. 탱크는 용접 후 응력 제거를 위한 열처리를 하지 않기 위해서 최대 한계 두께를 20mm로 하여, 탱크의 최대 직경 4000mm까지 제조할 수 있다. 이 값은 $t=180^\circ\text{C}$ 및 $p=2.15\text{MPa}$ 까지 적용할 수 있으나, 공장의 제조능력과 제조 후 수송에 제약조건이 따른다.

180℃까지의 높은 송수온도에서는 Pre-stress(콘크리트에 피아노선을 넣어 보강한 것)를 한 주철제에 압력용기를 이용할 수 있다. 지금까지 높이 71m, 체적 약 8000m²의 탱크가 건설되어 있다. 이 이상의 가능성으로서 예를 들면 원자력 발전소의 원자로 압력용기와 같이 Pre-stress로 보강한 콘크리트 탱크도 도입할 수 있다.^(4,7) 이와 같은 방법으로 제작할 경우 수천 입방미터의 체적을 가진 철근 콘크리트 탱크를 건설하는 것도 그다지 큰 어려움은 없다.

가압식 축열조 탱크의 형식은 모두 구조, 가공기술 및 생산 기술상의 고도 기술을 가하므로써 각각 특색있는 것으로 되고 있다.

ASAO 840/1에 따라 4년마다 실시되는 내부 검사용으로 탱크내에는 사다리를 설치하고 있다.

탱크 출구에 축열 및 방열시에 유속이

0.5m/s를 초과하지 않도록 측정용 접속 배관을 설치한다. 혼합영역의 크기를 감소시키기 위해 장치를 정지하는 것도 가능하다.^(4,5) 탱크는 실외에 설치하고, 접속배관, 공기 배출관, 배수관 및 측정용 배관에는 동결방지 장치를 설치하고, 상부에 접속하는 배관은 탱크 내부에서 도입해도 좋다.

탱크 설계는 증기펌프, 압력용기의 재질 및 구조 규격에 따라 운전온도와 압력의 최고 값에서 설계하고, 탱크는 내진공으로 제조한다.

축열조에 대해서는 체적의 조정과 압력유지를 위해 각각 별도로 설치할 필요는 없다. 그러나 시스템 전체 조정을 위해 이 값을 측정할 수 있도록 하는 방안이 필요하다. 체적 조정용으로 축열조를 도입할 때는 체적이 큰 팽창탱크가 필요하다(계산은 3.6 참조).

압력유지 펌프의 출구 면적과 소요출력은 축열조의 영향을 받지 않지만, 축열조의 높이가 비교적 높은 경우에는 정수두를 고려할 필요가 있다.

계측, 제어 및 조절용의 최저 설비로서는 다음과 같은 것이 필요하다.

- a) 축열 및 방열과정에서 수량 및 열량의 지시 기록
 - b) 온도의 지시 기록
 - i) 축열장치의 지역 열병합망과의 접속점
 - ii) 각 축열과정의 시작 및 종료시
 - c) 축열 현황 평가를 위해 축열과정의 여러 가지 단계에서 온도지시
 - d) 축열장치의 지역난방 배관망 접속점과 각 펌프의 흡입 및 토출측 압력지시
- 축열장치 운전의 지역난방 배관망으로의 접속 조작을 관계 센터에서 조정하기 위해서는 펌프 및 밸브 등에 원격조작 및 원방 감시장치를 처음부터 설치해야 한다. 그러나 설비 운전은 현장에서도 가능하도록 해야 한다.

축열장치는 모든 운전상태에서 절대로 축열탱크의 허용 압력을 넘지 않도록 해야 하며, 신호나 펌프정지 및 기타 보호장치에 연

동장치를 고려하고, 축열탱크에 안전밸브를 설치할 필요는 없다.

각 축열 라인과 난방용 주관과의 사이에는 작은 직경의 균형관이 필요하다. 이것으로 축열조의 운전 정지 중 냉각에 의한 체적 수축을 조정시킬 수 있다. 비상시에는 축열과 방열과정이 정지되거나 배관망에서 축열장치가 바로 분리될 수 있도록 한다.

원방 조작용 축열조 펌프는 차압 및 냉각수 감시가 필요하다. 송수온도가 100℃ 이하인 경우에는 무압식 축열조를 이용할 수 있다. 무압식 철재 탱크, 즉 대형 원통 탱크가 비용 상으로도 유리하며 유효한 해결책이다.^(4.8)

직경 42m, 높이 18m의 기름 탱크의 개조 제품이 1974년 이후 스웨덴의 베스테라스에서 단시간용 축열조로 운전이 성공하였으며, 그 외도 건설 중인 것이 있다.^(4.4,10)

환상으로 응력이 작용하는 철제 원통형 축열조는 체적이 약 10⁶m³까지 경제적으로 제작할 수 있다.

4.5.2 저수지식 축열조

대형의 온수 축열 연못 또는 축열 호수가 1971년에 처음으로 소개되었다.^(4.11) 그 당시에는 인공호나 자연호가 화제였으나, 축열조로서 자연호를 이용하는 것은 제외되었다. 인공호의 경우 축열조로서 가능한 체적은 10,000m³ 이상이 문제로 되었고, 그 체적이 10⁶m³까지가 경제적인 것으로 고려되며, 또한 축열 매체의 운전 온도는 최고 90℃까지다.

연못의 형태는 정방형, 단형 또는 원형으로 분류된다. 연못의 측면 경계벽은 26°에서 30° 사이의 기울기가 필요하다. 연못 상단은 지형과 동일한 높이로 만들어지며, 비용절감을 위해 연못 축소와 동일한 종류의 토사로 만든다. 이 경우에 수면은 원래 지형의 상단보다 높게 된다.

축열수면을 지형 상단 이상으로 올려도, 상당히 큰 축열조의 경우에는 연못의 저면은 지형 상단에서 20m나 아래에 있게 된다.

이것은 연못이 지하수역내로 많이 들어가는 것이 종종 있다는 것을 의미한다.

지하수의 위치가 지형 상단에서 10m 아래에 있을 경우에는 경비 소요를 고려하여 지하수 침하 설비를 정확히 하고, 축열 연못은 필요한 단열재 및 수밀 유지를 위해 콜킹(caulking)재로 보강해야 한다. 비어 있을 경우에는 연못의 벽면은 지하 수압에 견딜 수 없다.

인접하는 토지 부분은 지하수의 가열을 막아, 열손실을 경제적인 범위내로 유지하기 위해서 단열이 필요하다. 적절한 단열재를 선택하기 위해서는 다음과 같은 조건을 고려해야 한다.

- i) 강도(압축, 선단, 충격 및 마찰강도)
- ii) 열공학적 자료(열전도율, 습도 확산률)
- iii) 투습 작용의 방지(형의 영속성, 열전도율의 상승)
- iv) 온도의 안정성

여러가지 단열재 중 일정 한계의 것으로, 포입 유리(foam glass)만이 축열 연못식 축열조용 단열재로서 요구를 만족시키고 있다.^(4.12,13)

단열재는 고온인 축열수와 접하고 있는 내측과, 윗면 및 지하수와 접하고 있는 토양측인 외측과의 양면에 충전한다. 저온측에는 충전재로서 콘크리트보다 아스팔트 콘크리트가 가역성이 좋으므로 적합하다. 여기에서는 도로공사나 수로공사에서의 경험이 적용되고 있다. 고온의 축열수에 대한 방수재로서는 역청질 충전재가 위험성 없이 사용되는데, 경사면에서는 온도가 90℃에서 흐르기 시작한다.

문헌^(4.12)에서는 수밀 유지를 위한 합성수지막의 도입에 관한 연구결과가 있다. 다수의 연구결과에 의하면 90℃의 온수에 대해서는 사용년수에 대해 절대 안정한 합성수지막은 없는 것으로 나타나 있다.

빠르게는 5,000시간 후, 늦어도 10,000시간 운전 후에는 인장 강도가 급격히 감소하는 것으로 고려해야 한다.

저수지 수면은 특히 열손실, 증발, 오염 및

기상 조건의 영향에 대해 덮개를 씌워 막을 수 있도록 해야 한다. 이것은 부유식 및 자기 지지식 덮개로 분류된다. 자가지지식 덮개는 안전성을 우선으로 해야 한다. 연못을 비워 둘 필요가 있을 때에는 부유식 덮개는 손상이 갈 수도 있다.

4.5.3 지하대 수층 축열조

지하대 수층 축열조로의 열저장은 온수의 투수성으로 지표면 근처 지층내에 도입하여 저장한다. 이것은 상하가 비투수층이고, 측면은 바위로 막혀 있다.

축열 매체로서 한편에서는 자갈이나 간격수가 유용하게 쓰이고 있으며, 동시에 간격수는 열반송 매체로도 이용되고 있다.

자갈 저층은 고른 입자 분포를 가진 재료가 사용되며, 이것과 축열조 면적이 축열조의 출력을 결정한다. 주위벽에는 안전을 위하여 가소성(두께 약 40cm)틈간 충전층(두께 약 8에서 12cm)과 얇은 벽을 조합하여 시공한다. 저판 충전층은 압축 점토나 인공 조립층으로 만들어진다. 자갈 저층 위에는 기상의 영향을 받지 않도록 증발방지, 단열 및 보호층을 교차로 설치한다. 시공된 시스템은 중앙정호(井戶)로 되고, 이것이 축열조와 배수관이 닮은 배관 시스템으로 상하를 연결하고 있다.

송수된 온수는 자갈 저층과 빠른 열교환을 한다. 순수한 온수 축열조와의 차이는 물이 약 3배 정도 빠른 속도로 흐르고, 그 속도에서 온도 경계층이 가능한 것이다.^(4.14)

참고문헌

- [4.1] Haase, M. : Über Westberliner Dampfspeicher. BEWAG-Heizkraftwerk Charlottenburg. Energie 26. Gräfelting : Technischer Verlag Resch KG (1974) 3, S. 97-108
- [4.2] Pauer W., und H. Munser : Grundlagen der Kraft- und Wärmewirtschaft. Dresden : Verlag Theodor Steinkopff 1970
- [4.3] Goldstern, W. : Dampfspeicheranlagen. Blin, Göttingen, Heidelberg : Springer-Verlag 1963
- [4.4] Leonhardt, K., u. a. : Ermittlung des technisch-ökonomischen Niveaus von Wärmespeicheranlagen. Bericht der Kammer der Technik, Fachunterausschuß Fernwärmesysteme und Wärmespeicher. Dresden 1972
- [4.5] Bode, W., u. a. : Untersuchungen zum Ausnutzungsgrad und zur Ladieziffer von Heißwasserverdrängungsspeichern. Energietechnik 19(1969) 11, S. 495-501
- [4.6] Wieler, M., U. Kater : Stand und künftige Entwicklung der Wärmespeichertechnik in der BRD. Energie 28(1976) 6/7, S. 183-187
- [4.7] Witt, A. : Vortrag auf dem Kraftwerkstechnischen Kolloquium der TU Dresden 1980
- [4.8] Scholz, F. : Langzeitwärmespeicherung in Verbindung mit Kraft-Wärme-Kopplung. Vortrag auf der V. Wissenschaftlichen Konferenz der IH Zittau 1979
- [4.9] Västerås Stads Wärmekraftwerk AG (Schweden) : Wärmespeicherung - Technik und Wirtschaftlichkeit - konventionelle Speicherung. Fernwärme International 8 (1979) 1, S.20-23
- [4.10] Winkens, H. P. : Fernwärmeversorgung auf dem Wege. Energie 31 (1979) 11, S.357 bis 365
- [4.11] Schöll, G. : Großwärmespeicher. VDI-Nachrichten 48/71, S.1-2
- [4.12] Geipel, W. : Große Warmwasserspeicher in der Fernwärmeversorgung

– Wunschdenken oder Realität.
Fernwärme International 9 (1980)
4, S. 319-327

[4.13] Breuer, W., R. Dyhr und J.
Stickrodt : Langzeitwärmespeicher

Prototyp Wolfsburg. Fernwärme
International 10 (1981) 1, S. 19-24

[4.14] Weissenbach : Speicherung fühlbarer
Wärme in Schotterböden, VDI-
Bericht Nr. 288 /77