

지역 난방 시스템 (XV)

District heating system (XV)

오 후 규
H. K. Oh
부경대학교 냉동공학과

7.8 고온수 배관망의 순환펌프 선택

순환펌프의 설계는 배관망의 수리학 계산에 의해서 진행된다. 따라서, 지역난방 시스템의 배관망에 대한 특성을 파악해야 한다.

3.2절의 관계에서

$$\Delta p = \left(\frac{\lambda l}{d} + \sum \xi \right) \frac{\rho}{2} w^2$$

$$\dot{m} = w A \rho$$

이것으로부터

$$\Delta p = \left(\frac{\lambda l}{d} + \sum \xi \right) \frac{\dot{m}^2}{2 \rho A^2}$$

또는

$$\Delta p = \left(\frac{\lambda l}{d} + \sum \xi \right) \frac{\rho \dot{V}^2}{2 A^2}$$

V 는 체적유량이다.

ρ 는 일정 ($t_R = 58^\circ\text{C}$ 인 경우)인 경우에

$$\left(\frac{\lambda l}{d} + \sum \xi \right) \frac{1}{A^2} = \text{일정}$$

$$\Delta p = C \dot{V}$$

로 된다. 따라서, 배관망 특성은

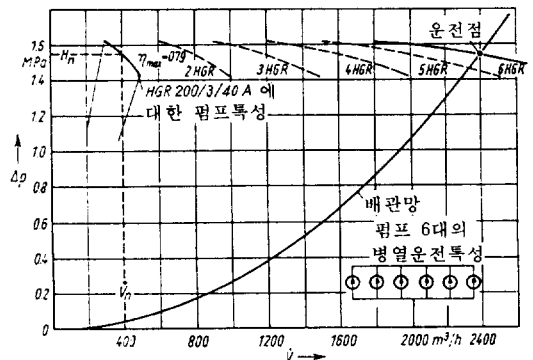
$$\Delta p = \Delta p_{res} \left(\frac{\dot{V}}{V_{res}} \right)^2$$

로 된다.

여기서,

$$\Delta p_{res} = 1.55 \text{ MPa, 그리고 } V_{res} = 2400 \text{ m}^3/\text{h}$$

가 된다. 이상의 배관망 계산값에 의한 펌프장치가 가장 효과적으로 운전될 수 있는 것으로 판명되었다. 펌프의 선정에는 다음과 같은 항목을 결



주) 6HGR은 HGR형 펌프 6대를 병렬 운전할 경우의 특성곡선

그림 7.10 펌프의 특성곡선

정할 필요가 있다.

- i) 케이싱에 걸리는 압력
- ii) 반송매체
- iii) 방송매체의 온도 범위
- iv) 반송유체
- v) 전양정

동독일 민간기업 Halle(Saale)에서 생산되는 펌프와 압축기를 조합시킨 제품인 [다단와류 펌프 HG]의 카타로그로부터 HGR200/3/40a라는

펌프를 선정하였다. 특성 기호의 의미는 다음과 같다.

반송매체 : 고온수	H
형식 : 섹션형 다단펌프	G
축수 : 오일링크 윤활축수	R
토출구 구경(mm)	200
단수	3
펌프의 호칭내압(MPa)	4
익근 : 광비속익근차	A

표 7.22 배관망 용량

	$l(m)$	$d_{IV}(mm)$	$d_{I, MV}(m)$	$\pi d^2/4(m^2)$	$V(m^3)$
K0 ~ K1	800	400	0.414	0.1346	107.680
K1 ~ K2	1,200	400	0.414	0.1346	161.520
K2 ~ K3	2,000	350	0.365	0.104615	209.230
K3 ~ K4	4,200	350	0.365	0.104615	439.383
K4 ~ A1	1,800	300	0.315	0.077916	140.249
K4 ~ A2	400	150	0.150	0.01768	7.072
K3 ~ A3	1,000	150	0.150	0.01768	17.680
K2 ~ K4	400	150	0.150	0.01768	7.072
K1 ~ K5	1,200	250	0.263	0.054316	65.179
K5 ~ K6	800	200	0.209	0.0343	27.440
K6 ~ A7	1,000	100	0.100	0.0078525	7.852
K6 ~ A6	700	150	0.150	0.01768	12.376
K5 ~ A5	800	150	0.150	0.01768	14.144
K0 ~ K12	1,400	250	0.263	0.054316	76.042
K12 ~ A8	600	150	0.150	0.01768	10.608
K12 ~ A9	400	150	0.150	0.01768	7.072
K0 ~ K7	400	350	0.365	0.104615	41.846
K7 ~ A16	100	150	0.150	0.01768	1.768
K7 ~ A8	400	350	0.365	0.104615	41.846
K8 ~ K10	600	300	0.315	0.0077916	46.750
K10 ~ K11	1,400	250	0.263	0.054316	76.042
K11 ~ A14	1,200	200	0.209	0.0343	41.160
K11 ~ A13	800	200	0.209	0.0343	27.440
K10 ~ A12	600	150	0.150	0.01768	10.608
K8 ~ K9	1,000	200	0.209	0.0343	34.300
K9 ~ A10	600	150	0.150	0.01768	10.608
K9 ~ A11	400	150	0.150	0.01768	7.072
K0 ~ A25	증기배관				

펌프에 관한 기술 데이터

정격유량 $\dot{V}_N = 400\text{m}^3/\text{h}$

정격양정 $H_N = 158\text{mWS(수두)} = 15.5\text{MP}$

정격회전수 $n_n = 1,450\text{1/m} = 24.16\text{1/h}$

정격축동력 $p_{K,n} = 221\text{kV}$

(원동기의 정격출력은 20% 증가시켜 선정하여야 한다)

정격효율 $\eta_n = 78\%$

가압시의 허용 케이싱 압력 5MPa

흡입구경 250mm

펌프의 질량 $m \approx 1,420\text{kg}$

Δp , V 선도에 나타난 특성곡선은 정격회전수에 대한 유량과 양정의 관계를 나타낸 것이다. 전유량은 6대의 펌프를 병렬운전함으로써 얻는다(그림 7.10 참조).

7.9 고온수배관에 있어서 압력유지 장치 선정

7.9.1 배관망 용량

1차측 배관망에 있어서 각각의 배관 용량은 표 7.22에 나타난 것과 같다.

1차측 배관망에 있어서의 전용량은

$$V_{N,p} = 3,300\text{m}$$

이고, 여기서 1차측, 2차측 배관망의 용량비는 거의 5 : 1이기 때문에 2차측 용량은 다음과 같다.

$$V_{N,s} = 600\text{m}^3/\text{h}$$

2차측 배관망을 고려하는 것은 직접 공급방식을 채용한 시스템에서 필요하기 때문이다. 배관망의 전용량은 다음과 같다.

$$V_N = 3,960\text{m}^3/\text{h}$$

7.9.2 최대 팽창체적

배관망에서 운전이 시작될 때의 물 체적팽창은 $t_{m,0} \approx 15^\circ\text{C}$ 에서 $t_{m,1} \approx 100^\circ\text{C}$ 까지의 경우, 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned} \frac{\Delta V_{w,\Delta}}{V_0} &= \frac{v_1 - v_0}{v_0} \\ &= \frac{0.0010434 - 0.0010010}{0.001001} = 0.04236 \end{aligned}$$

$$V_0 = V_N = 3,960\text{m}^3/\text{h}$$

$$\Delta V_{w,w} = \left(\frac{v_1 - v_0}{v_0}\right) V_0 = 167.8\text{m}^3/\text{h}$$

배관의 체적팽창 $\Delta V_{R,\Delta}$ 은

$$\begin{aligned} \frac{\Delta V_{R,\Delta}}{V_{R0}} &= \beta \Delta t = 3\alpha \Delta t = 3 \cdot 12 \cdot 10^{-6} (100 - 15) \\ &= 0.003060 \end{aligned}$$

$$\Delta V_{R,\Delta} = 3\alpha \Delta t V_0 = 12.12$$

따라서, 팽창체적은 다음과 같이 된다.

$$\Delta V_{w,gs} = \Delta V_{w,w} - \Delta V_{R,\Delta} = 155.68$$

7.9.3 체적팽창을 고려하지 않은 경우에 있어서 가열시의 시스템 압력 압력상승에 관한 식은 다음과 같다.

$$\Delta p = \frac{1}{K} \frac{\Delta V_{w,gs}}{V_0} \quad K = 5 \cdot 10^{-6} \text{MPa}$$

K : 물의 압축률

압력상승($\Delta V_{R,\Delta p}$)에 의한 배관의 신축을 고려하면

$$\frac{\Delta V_{w,gs}}{V_0} = \frac{\Delta V_{w,\Delta}}{V_0} - \frac{\Delta V_{R,\Delta}}{V_0} - \frac{\Delta V_{R,\Delta p}}{V_0}$$

또는 축방향 응력에 대한 해석에서

$$\frac{\Delta V_{R,\Delta p}}{V_0} = \frac{\Delta p}{E} \frac{d}{s} \left(1 - \frac{\nu}{2}\right)$$

여기서, s : 관의 두께

$$E = 2.06 \cdot 10^5 \text{MPa} \text{ 탄성계수}$$

각각의 구경에 대한 d/s 값은 표 7.23으로부터 얻어진다. 평균값으로 $d/s = 50$ 이 사용된다.

표 7.23 두께와 관경의 관계

호칭경	400	350	300	250	200	150	100
$d(\text{mm})$	414	365	315	263	209	150	100
$s(\text{mm})$	6	6	5	5	5	4	4
d/s	69	61	63	51.5	42	37.5	25

$$\frac{\Delta V_{R\Delta p}}{V_0} = \frac{\Delta p \cdot 50}{2.05 \cdot 10^6 \text{MPa}} \cdot 0.85 = \frac{20.631}{10^6 \text{MPa}} \Delta p$$

이것으로부터 출구에서의 팽창압력 상승은 다음과 같다.

$$\Delta p = 10^6 \frac{\text{MPa}}{5} (0.042358 - 0.00306 - 0.00020631 \Delta p)$$

$$\Delta p = 55.638 \text{MPa}$$

7.9.4 정압 유지

(1) 개방식 팽창수조

정압을 유지하기 위한 팽창수조의 수면높이 $h_{A,C}$ 는 다음과 같이 계산된다(수요가 부근에 있는 압력 유지용기).

$$h_{A,C} \rho_A g \geq p_s + (h_{max} \rho_A g) + \Delta p_s$$

여기서 다음의 수치가 사용된다.

$$\rho_{A,C} = 1,000 \text{kg/m}^3$$

$$\rho_A = \rho_{50^\circ} = 917 \text{kg/m}^3$$

$$h_{max} = 52 \text{m (수요가 No.6)}$$

$$p_s (150^\circ \text{C}) = 0.48 \text{MPa}$$

$$\Delta p_s = 0.32 \text{MPa} (\Delta t = 20 \text{K에 상당})$$

$$h_{A,C} \geq 129.3 \text{m}$$

개방식 팽창수조를 이용하여 압력을 유지하는 경우에는 운전이 간단하면서도 확실하지만, 실제로는 소형의 지역난방배관이나 건물의 난방장치에서만 사용할 수 있다. 이 방법에서 높이가 확보 되면 설치장소는 좁아도 상관없다. 필요면적과는 별도로 팽창용적이 문제되면 이 방법을 사용할 수 없다.

(2) 가스용기를 사용한 간단한 밀폐식 팽창수조의 용량

압력유지설비는 서브스테이션 No.6 가까이 있는 열공급망에 설치하여야 한다. 원통형 팽창수조(D=2m)의 바닥면은 접합장소보다 4m 위에 설치하도록 한다. 운전개시 전의 팽창수조 바닥면의 온도가 15℃라 하면, 가스용기의 압력은 0.1MPa이다. 팽창수량 $\Delta V_{W,gs} = 155.7 \text{m}^3$ 이기 때문에 수면 상승은

$$\Delta H_l = \frac{4 \Delta V_{W,gs}}{\pi D^2} = 49.6 \text{m}$$

가 된다. 150℃ ($p_s = 0.48 \text{MPa}$)의 포화증기압력에 대해 필요한 가스용기 압력은 다음과 같다.

$$p_{L,l} = p_s + \Delta p_s - \rho_{50^\circ} g (\Delta H_0 + \Delta H_l) = 0.275 \text{MPa}$$

용기의 용적은 다음 식으로 구할 수 있다.

$$\frac{p_{L,0} V_0}{p_{L,l} V_l} = 1, V_0 = V_l + \Delta V_{W,gs}$$

이것으로부터

$$V_0 = \frac{\Delta V_{W,gs}}{1 - \frac{p_{L,0}}{p_{L,l}}} = \frac{155.7 \text{m}^3}{1 - 0.364} = 245 \text{m}^3$$

이상으로부터 용기의 높이는 다음과 같이 계산된다.

$$H \leq \frac{4 V_0}{\pi D^2} = 77.8 \text{m}$$

이와 같은 특수 압력용기는 제작 및 설치비가 많이 들고, 건축물의 미관측면에도 문제가 되기 때문에 수요가 부근에 설치하는 것은 곤란하다. 압축공기가 들어간 팽창수조는 개방식 용기의 경우보다 부식이 일어날 위험성이 높다. 부식 가능성이 있는 경우에는 언제나 가스를 빼고 물을 보충하거나, 넘치는 물을 항상 배수시키면 부식을 피할 수 있을지도 모른다. 그러나, 압력유지용기나 오버플로우물의 배수관내에서는 질소가스나 다른 불활성 가스를 이용하면 부식을 방지할 수도 있다. 특히, 중간 정도의 압력을 유지하기 위해서는 가스영향에 주의해야 한다. 가스는 일반적으로 봄베로부터 공급되기 때문에 압력유지장치는 작은 것이 좋다. 증기쿠션에 의한 압력유지는 장점은 있으나 동적압력유지를 능가할 정도는 아니다.

7.9.5 동압 유지

앞서 서술한 정압유지는 수요가로부터 직접 급수하는 경우에 특정조건이 추가되어 대규모 지역 난방시스템에는 적합하지 않다.

이 경우, 방열기의 허용공칭 압력부근에서 압력이 유지된다. 따라서, 압력유지장치는 압력측정장치 등을 준비하지 않으면 안된다. 계बाट회로에서의 용량산정은 다음과 같이 산정한다.

(1) 오버플로우 수량

가열시의 최대 입수량 $V_{u, \text{ori}}$ 는 다음과 같다.

우선 팽창수량 $\Delta V_{u, \text{ori}} (\Delta t = 150^\circ\text{C} - 15^\circ\text{C})$ 는 다음과 같다.

$$\Delta V_u = \left(\frac{v_1 - v_0}{v_0}\right) V_{N, \text{ori}} = 146.043$$

여기서

$$\frac{v_1 - v_0}{v_0} = \frac{0.0000886}{0.0010010} = 0.0885$$

배관내 팽창수량은

$$\begin{aligned} \Delta V_{R, l} &= 3\alpha \Delta t V_{N, \text{ori}} \\ &= \frac{3 \cdot 12}{10^6 K} \cdot 135 K \cdot 1,650 \text{m}^3 = 8.019 \text{m}^3 \end{aligned}$$

아울러

$$\Delta V_{u, \text{ori}} = 138.024 \text{m}^3$$

열병합 발전소에 있어 최대출력 $Q_{\text{max, HKW}}$ 시의 가열시간 Δt 는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \Delta t &= \frac{\dot{Q}_{u, \text{ori}}}{Q_{\text{max, HKW}}} \\ &= \frac{1,650 \text{m}^3 \cdot 10^3 \text{kg/m}^3 \cdot 4.19 \text{kJ/kgK} \cdot 135 \text{K}}{255 \cdot 10^3 \text{kW}} \end{aligned}$$

$$\Delta t = 1.01 \text{h}$$

또, 오버플로우되는 수량은

$$V_{u, \text{max}} = \frac{\Delta V_{u, \text{ori}}}{\Delta t} = 136.6 \text{m}^3/\text{h}$$

따라서, 입수량 약 $140 \text{m}^3/\text{h}$ 에 대응하는 압력유지가 필요하다.

(2) 수축에 대한 보급수량

최대 수축에 대한 보급수량 $V_{zu, \text{max}}$ 는 열병합 발전소로부터의 출구나 송수관의 열용량이 큰 고온수 순환인 경우에 필요하다.

수축수량 $\Delta V_{u, \text{ori}} (\Delta t = t_1 - t_2)$ 는 다음 식으로 구해진다.

$$\frac{v_1 - v_R}{v_u} = \frac{0.0010904 - 0.001017}{0.0010904} = 0.067315$$

$$\begin{aligned} \Delta V_u &= \left(\frac{v_1 - v_R}{v_1}\right) V_{N, \text{ori}} = 0.067315 \cdot 1,650 \text{m}^3 \\ &= 111.07 \text{m}^3 \end{aligned}$$

이것으로부터 배관내 수축량은

$$\begin{aligned} \Delta V_{R, l} &= 3\alpha \Delta t V_{N, \text{ori}} = \frac{3 \cdot 12}{10^6 K} \cdot 92 K \cdot 1,650 \text{m}^3 \\ &= 5.465 \text{m}^3 \end{aligned}$$

$$\Delta V_{W, \text{ori}} = 105.605 \text{m}^3$$

소비자의 수요 $\dot{Q}_{\text{verbrauch}} \approx \dot{Q}_{\text{max, HKW}}$ 에 의한 냉각 시간 Δt 는 다음과 같다(열손실은 무시).

$$\begin{aligned} \Delta t &= \frac{\dot{Q}_{\text{Speicher}}}{\dot{Q}_{\text{verbrauch}}} \\ &= \frac{1,650 \text{m}^3 \cdot 917 \text{kg/m}^3 \cdot 4.19 \text{kJ/kgK} \cdot 92 \text{K}}{255 \cdot 10^3 \text{kW}} \end{aligned}$$

$$\Delta t = 0.64 \text{h}$$

이것으로부터 감소수량은 다음과 같다.

$$V_{zu} = \frac{\Delta V_{u, \text{ori}}}{\Delta t} = 165 \text{m}^3/\text{h}$$

배관망에 있어서의 수량손실을 대략 순환수량의 0.1~0.2%로 보면 최종적으로 감소수량은 다음과 같다.

$$V_{zu, \text{max}} = 165 \text{m}^3/\text{h} + 5 \text{m}^3/\text{h} = 170 \text{m}^3/\text{h}$$

장치사양은 다음과 같다.

- (용기)
- 조정용기 $1 \times 63 \text{m}^3$
- 배관내 팽창개 $2 \times 63 \text{m}^3$
- 탈기기(脫氣器) $1 \times 20 \text{t/h}$
- (펌프)
- 가압펌프 $3 \times \text{HG1K50/3/16B}$
- $\dot{V}_v = 16 \text{m}^3/\text{h} = 4.44 \cdot 10^{-3} \text{m}^3/\text{s}$

$\Delta p_n = 0.94 \text{MPa}$
 $np_n = 2,900 \text{l/min} = 48.3 \text{l/h}$
 $P_{motor} = 10 \text{kW}$
 주입펌프 2 × HG1K80/2/16B
 $V_n = 63 \text{m}^3/\text{h} = 17.5 \cdot 10^{-3} \text{m}^3/\text{s}$
 $\Delta p_n = 0.98 \text{MPa}$
 $n_n = 2,900 \text{RPM/min} = 48.3 \text{RPM/h}$
 $P_{motor} = 30.3 \text{kW}$

펌프로의 전기접속은 2계통으로 하고, 각각의 계통을 독립시켜야 한다.

7.10 열병합 발전소의 개략적인 용량산정과 외기온도 $t_a = -5.7$ 인 경우의 전기용량 산정

7.10.1 열부하 특성

열병합 발전소의 공급의무, 수송 및 분배 시스템에서 열부하에 관해 다음과 같은 데이터가 얻어진다.

증기배관망 :

열병합 발전소에서의 압력 $p_D = 0.5 \text{MPa}$
 증기량 $\dot{m}_D = 200 \text{t/h}$
 복수손실(70%) $\dot{m}_{K,1} = 140 \text{t/h}$

고온수배관망 :

최대난방부하($t_{a0} = -15^\circ\text{C}$ 인 경우) $\dot{Q}_{HO} = 217 \text{MW}$
 평균급탕부하($0.15 \dot{Q}_{HO}$) $\dot{Q}_{L,1} = 32.5 \text{MW}$
 고온수배관망 열손실 $\dot{Q}_{L,2} = 5.5 \text{MW}$

합계 $\dot{Q}_{N} = 255 \text{MW}$

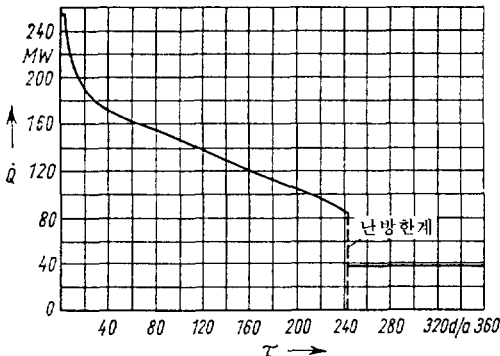


그림 7.11 고온수배관망의 연간 열부하 선도

최대 송수온도 $t_{i,N}^{max} = 150^\circ\text{C}$
 최대 환수온도 $t_{r,N}^{max} = 58^\circ\text{C}$

난방부하는 실온($t_i = 20^\circ\text{C}$)과 외기온도 t_a 와의 차이에 비례한다. 장기간의 기상관측 결과를 기초로 외기온도의 경향이 산출되고, 열부하에 대응시켜 나타낸 그림 7.11에서 난방배관망의 열출력을 구한다.

7.10.2 열병합 발전소의 개략설계

열병합 발전소의 설계는 총합적으로, 기술적, 경제적 판단으로부터 정해지는 지표나 데이터에 기초하여 진행한다. 연료로서는 갈탄이 사용된다. 주요 기기는 최대출력 325t/h의 증기발생기와 50MW의 유니트형 터빈이다. 주요기기의 각각의 출력은 블럭계통도(그림 7.12)에 나타나 있지만, 터빈입구에서의 증기조건은 12.75MPa와 530°C가 가장 적합하다. 산업용 증기 부하를 담당하기 위해 산업공급용에 최적의 증기배압인 $p_C = 0.5 \text{MPa}$ 를 제공할 수 있는 배압터빈을 설치하였다(그림 7.12 참조). 이 터빈은 고온수 난방배관망의 최대부하 20t/h를 처리할 수 있다. 고온수 난방배관망에 접속되는 수요가의 열부하가 앞으로 증대되어도 처리할 수 있도록 추기 배압터빈 2대를 설치하였다. 배압은 열부하에 대응하여 0.01~0.14MPa 정도이다. 추기압력은 0.4~0.7MPa의 범위에서 제어되는 터빈의 저압부분에서 증기유량이 큰 경우, 증기압력은 필연적으로 0.6MPa 이상으로 상승한다. 이와 같은 조정은 교축밸브에 의해서만 가능하다. 이 경우의 추출 증기량은 작다.

고온수 배관망의 가열을 위해 각 터빈에 3대의 가열기가 설치되어 있다. HV1과 HV2의 기본부하 가열기는 배압증기(p_C)와 제어되지 않는 추기 p_E 에 의해 난방 기간중은 항상 가열되어 있다. 최대부하용 가열기 HV3은 0.5MPa의 증기배관망으로부터의 증기와 감압 스테이션에서의 감압증기에 의해 작동된다. 이것으로 픽크부하를 처리하기 위해 120°C 이상의 고온수 배관망에도 접속되어 있다. 통상적인 운전에서 2대의 추기배압터빈은 고온수 배관망에 대해 동일한 부하를 처리하고 있다. 추기 E5의 최대허용압력은 0.24MPa로서, HV2로 배관망 수온인 120°C까

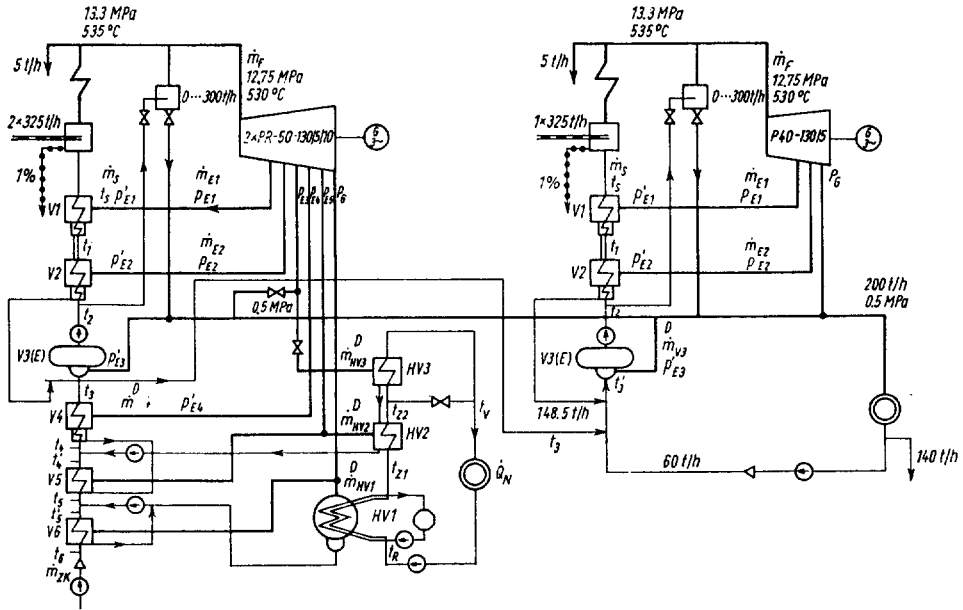


그림 7.12 열흐름 계통도

지 가열된다.

추기-배압 터빈은 난방부하가 작을 경우에 배압터빈의 예비기로서 사용되고 있다. 난방배관망에서 최대 열부하가 생기는 경우에는 배압터빈의 증기일부가 픽크 가열기 HV3의 가열에 사용된다. 따라서, 3대의 터빈은 전부 열병합 발전소 0.5MPa의 증기배관망에서 상호 접속되어 있다. 앞서 이야기한 열부하의 경우, 열병합 발전소의 열전비는 약 1.0이 된다. 또한, 열소비자와 많이 접속하여 설치된 터빈의 모든 열출력을 사용하게 한다면 열전비는 0.7이 된다. 고온수 배관망으로의 열공급을 위한 터빈을 1기만 설치한다면 열전비가 너무 작아지므로 좋지 않다.

열병합발전을 픽크시의 전력부하를 담당하기 위해 설치하는 것은 의의가 있다. 픽크부하는 연간 일정기간에만 나타나는 것이므로, HV1으로 설치한 보조냉각기를 가진 추기배압터빈의 설치는 2중추기복수 터빈보다 뛰어나기 때문에 이것이 사용된다. 보조냉각기는 가열기 HV1와 일체화되어 있다. 가열기 HV1은 2개의 독립 냉각시스템을 가진 복수기로서의 난방배관망과 환수배관이 설치되어 있다. 2기의 추기배압터빈 대신에

추기복수터빈을 사용할 수도 있다. 이 복수기는 비교적 높은 압력에서 작동함과 동시에 난방용 복수기로서도 작동한다. 또한 추기배압터빈은 제어되지 않은 3개의 추기로서 급수가열을 하게 된다. 이 때문에 추기배압터빈은 탈기기를 포함하여 6대의 급수 가열기를 구비하고 있다. 산업용 수요가의 복수손실을 보충하기 위한 보급수는 통상 운전에서 추기배압터빈의 급수 예비기에서 탈기기 입구온도 t_3 까지 예열되고, 동시에 배압터빈의 탈기기로 들어간다. 예열기 V6는 보조급수의 가열에만 사용된다. 이것을 사용하는 것은 전력평가지수를 좋게 하면서, 연료절약에 도움이 되기 때문이고, 또한 전력과 열을 생산하는 데 유리하기 때문이다.

배압터빈은 3기의 급수가열기(탈기기 1기, 고압가열기 2기)을 구비하고 있다. 긴급시에는 모든 급수의 가열에 사용될 수 있도록 탈기기에 배압증기가 공급된다. 추기된 증기는 2기의 고압가열기로 간다. 3기의 터빈은 정격증기량 $\dot{m} = 250\text{t/h}$, 터빈의 고압부에서는 $\dot{m}_r^{\text{max}} = 265\text{t/h}$ 까지 상승시킬 수 있다. 두가지 터빈형식에서 단계적 효율을 그림 7.13의 터빈 적응능력에 나타

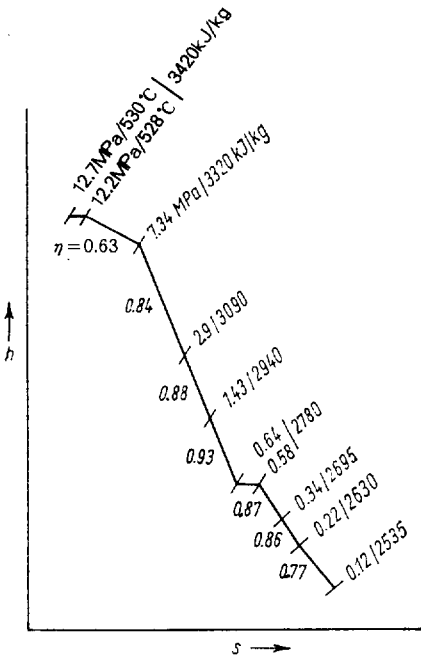


그림 7.13 터빈의 단계적 효율

내었다.

7.10.3 추기배압 터빈 배기기구에서의 증기 압력 산정

난방용 가열기 I(HV1)의 증기압력 p'_G 는 열 흐름 계통도를 계산하는 데 필요하다. 증기압력은 터빈단면에 있는 추기와 배증기 노즐 사이를 통과하기 쉬운 정도와 배증기 노즐과 HV1의 사이에서의 압력손실에 의해 정해지는 데, 다음과 같은 관계식으로 계산된다.

$$p'_G = 0.95 \sqrt{p_{E5}^2 - \left(\frac{\dot{m}_G}{m_{G0}}\right)^2 (p_{E50}^2 - p_G^2)}$$

또한 p'_G 는 아래 식과 같은 증기량 \dot{m}_G 에 의해 가열되는 매체의 온도 t_{Z1} 과 가열기 출구에서의 열매온도와의 다음의 관계에서 구해진다.

$$t'_{Z1} = t_{RN} + \frac{(\dot{m}_G - \Delta\dot{m}_G)(h_g - h'_g)}{(\dot{m}_N^{HV1} + \dot{m}_{ZK})c_{pm}} + \Delta T$$

이상의 식으로부터 증기표를 이용하면 HV1에서의 증기 복수온도 t_{ZN} 으로부터 p'_G 을 구할 수 있다. 반복법을 이용하면 해가 얻어진다.

여기서, 기호는 다음을 의미한다.

- $p_G = 1.05p$: 증기의 압력손실을 예상한 경우에 있어서 터빈(계수 1.05 또는 0.95)의 배증기 토출구의 증기압력
- p_{E5} : 터빈의 제5추기의 증기압력
- \dot{m}_G : 배증기 토출구의 증기량
- h_G, h'_G : 배증기 및 냉각되지 않은 복수기에 서의 압력 p'_G 에 해당되는 엔탈피
- t_{RN} : HV1으로 들어가는 난방배관 환수 양수 온도
- \dot{m}_N^{HV1} : HV1을 통과하는 배관망 온수 유량
- \dot{m}_{ZK} : 터빈 배증기로 가열되는 보급수량
- c_{pm} : HV1에 있는 난방용 온수의 평균 비열
- ΔT^{HV1} : HV1에서의 온도차
- ΔT^{HV2} : HV2에서의 온도차

구조 등에 대해서는 이미 서술한 터빈 설계 데이터의 기호(index)를 0으로 하여 나타낸다.

$$\dot{m}_{G0} = 63.5t/h$$

$$p_{G0} = 0.0315MPa$$

$$p_{E50} = 0.0963MPa$$

가열용 추기의 증기압 p_{E5} 는 난방용 가열기 2(HV2)로부터 나오는 온수온도 t_{Z2} 에 의해 계산된다. 이 가열기에서의 온도차 ΔT^{HV2} 및 추기와 HV2사이에서의 증기 압력손실은 증기압의 5%로 예상한 HV1과 같아진다. 이것은 다음 식으로 계산된다.

$$t'_{Z2} = t_{Z2} + \Delta T^{HV1}$$

$$p_{E5} = 1.05p'_{E5}$$

여기서, p'_{E5} 는 증기표를 이용하여 t'_{Z2} 로부터 산출된다. 출구 온도 t_{Z2} 는 최고온도 $t_{Z2}^{max} = 120$ °C가 되고, 배관망 송수온도 $t_{1N} \leq 120$ °C의 범위에서는 배관망 송수온도와 출구온도는 일치한다.

계산결과를 표 7.24에 정리하였다. 여기서는 난방배관망(7.2절에 서술)의 송수 온도와 환수 온수 온도 및 2개의 가열기에서의 온도차를 나타내었다. 그외 다음의 값이 계산에 필요하다.

표 7.24 추기배압 터빈의 배압 계산

$t_{z1}(^{\circ}\text{C})$	120	120	104.8	85	70	70
$t_{RN}(^{\circ}\text{C})$	58	49	44.8	39	34.5	32.1
$\Delta T^{N1}(\text{K})$	4.4	5.0	3	1.5	1.3	1.2
$\Delta T^{N2}(\text{K})$	1.8	2.0	2.1	3.0	3.5	3.0
$t_{z1}(^{\circ}\text{C})$	102.8	98.2	77.3	55.3	43.1	43.2
$\dot{m}_G(\text{t/h})$	120.5	129.2	87.1	45.7	25.5	24.5
$p_G(\text{MPa})$	0.137	0.119	0.051	0.018	0.0098	0.0098
$p_{ES}(\text{MPa})$	0.210	0.221	0.135	0.068	0.038	0.038

$$\dot{m}_{N1} = 1/2 \dot{m}_N = 1,190\text{t/h}$$

배관망의 온수는 2기를 병렬로 배치된 가열기에서 가열된다.

$$\dot{m}_{zK} = 82.5\text{t/h}$$

배압으로부터 구해진 가열기에 접속된 배관망 온도를 그림 7.14에 나타내었다.

7.10.4 열병합 발전소에서의 급수와 가열기를 위한 증기량 계산

(1) 추기배압 터빈

계산은 가열기 HV1와 HV2에서 최대증기량을 필요로 할 때의 열출력 및 가열기 HV2로부터 나와 배관망으로 들어가는 수온이 제일 높게 될 경우에 대해서 계산을 한다. 이 때의 데이터는 다음과 같다.

$$t_{z1} = t_{1N} = 120^{\circ}\text{C}$$

난방배관망에서 나오는 송수온수 온도

$$t_{RN} = 49^{\circ}\text{C} \quad \text{난방배관망에서 환수온수 온도}$$

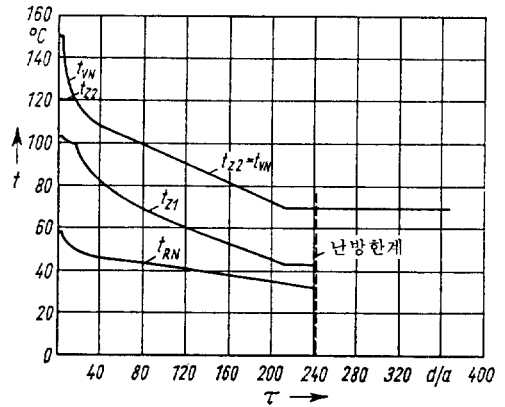
$$\dot{m}_N = 2,380\text{t/h} \quad \text{배관망 수량}$$

일반적인 운전에서 이러한 열출력은 2개의 터빈으로 균등하게 분배된다. 각 터빈에서의 필요 유효열량은 난방배관망의 열출력에 대해서는 다음과 같이 된다.

$$\dot{Q}_T = 1/2 \dot{m}_N c_{pm} (t_{z2} - t_{z1})$$

그리고, 이미 주어진 값으로부터

$$\dot{Q}_T = 99\text{MW} \quad (\text{이것은 외기온도 } t_o = -5.7^{\circ}\text{C} \text{에 상당한다})$$



- t_N : 배관망 송수 온수 온도
- t_{RN} : 배관망 환수 온수 온도
- t_{z1} : 가열기 1에서의 배관망 출구 온도
- t_{z2} : 가열기 2에서의 배관망 출구 온도

그림 7.14 고온수 배관망 수온의 출현 빈도

이 경우, 난방배관망의 온수 비열 c_{pm} 은 압력 $p=1.8\text{MPa}$ 에 있어서 4.22kJ/kgK 가 된다. 가열기에서의 증기량은 일반적인 관계로서 다음과 같이 된다.

$$\dot{m}_i^D = \frac{\dot{m}_i^W (h_i^{WA} - h_i^{WE}) - \dot{m}_i^{KE} (h_i^{KE} - h_i^{KA})}{h_i - h_i^{KA}}$$

여기서, i : 가열기에 대한 지표, \dot{m}_i^D : 가열기 i 에서 가열에 필요한 증기량, \dot{m}_i^W : 가열기 i 에서 가열되는 수량, \dot{m}_i^{KE} : 그외의 가열기로부터 가열기 i 로 들어가는 복수량, h_i^{WA} : 가열기

i 로부터 나오는 물의 엔탈피, h_i^{WE} : 다른 가열기로부터 들어 오는 복수량 \dot{m}_i^{KE} 의 엔탈피, h_i^{KA} : 가열기 i 로부터 나오는 복수의 엔탈피, h_i : 터빈 출구 j 에 있는 가열기 i 의 가열증기 엔탈피

열병합 발전소의 모든 예열기에 대한 계산결과와 이를 위해 필요한 데이터를 표 7.25에 정리하였다. 표 7.25에 정리된 데이터의 계산에는 다음과 같은 사항에 주의해야 한다.

1) 가열기에서 가열된 수량은 열흐름 계통도에 나타난 수량과 일치한다. 난방배관망의 물은 2개의 추기배압 터빈의 난방용 가열기에 균등하게 배분된다.

이와 같이 보급수량 $\dot{m}_{zk}=165t/h$ (이것은 산업용 수요가에 있어 복수손실의 보급분 $140t/h$ 와 3기의 열병합발전 블록에서의 복수손실에 대한 보급 $3 \times 8.3t/h$ 에 의한 것이다)도 2개의 추기배압터빈의 가열기로 균등하게 분배된다.

2) 토출되어 나오는 가열용 온수의 엔탈피 또는 온도는 터빈의 추기 부분의 가열증기압력 p_i 과 가열기에 이르는 경로에서의 가열증기 압력손실(근사적으로는 모든 가열기에서 수증기 압력의 5%로 한다) 및 가열기에서의 온도차 ΔT 로부터 구한다. 여기서 말하는 온도차라는 것은 가열기로부터의 출구수온 t_{WA} 와 가열증기의 복수온도 t' 의 차이이다. 복수온도는 가열기의 수증기압력 $p'_i=0.95$ 로부터 계산된다.

3) 배증기 토출구와 추기배압터빈에서 가열추기되는 수증기압력의 계산은 제6장에서 해설한 것과 동일하다. 그 외의 제외되지 않는 추기 압력은 다음 식으로 계산된다.

$$p_j = \sqrt{p_{j-1}^2 + \left(\frac{\dot{m}_k}{\dot{m}_{k0}}\right)^2 (p_{j-1}^2)}$$

여기서, p_{j-1} : 추가하는 j 로부터 추기장소 $j-1$ 로 흐르는 수증기의 압력, \dot{m}_k : 터빈의 각 부분에서의 수증기량(여기서 index가 0인 것은 터빈제작자에 의한 설계 데이터에 대응한 것임)

4) 입구온도 t_i^{WE} 또는 이에 상당하는 가열된 물의 엔탈피 h_i^{KA} 는 미리 주어지지 않는 한 가열기의 출구 엔탈피의 합계로부터 구해진다.

5) 가열기로부터 나오는 복수 엔탈피 h_i^{KA} 는

가열기의 가열수증기압력, 입구수온 t_i^{WE} 의 합계, 복수기의 온도차 ΔT_i^{KE} 에 대응된다. 이것은 복수가 들어 가는 가열기의 입구 엔탈피 h_i^{KE} 와 같아진다.

6) 가열수증기 엔탈피 h_i 는 그림 7.13에 나타난 터빈의 적응능력도상의 압력 p_i 까지 취하였다.

7) 급수펌프중의 급수 엔탈피 상승은 펌프 입구 압력상승이 0.6MPa, 출구 압력상승이 15.6MPa, 펌프효율이 82%인 경우, $\Delta h_p=21kJ/kg$ 으로 하였다.

(2) 배압터빈

계산에서는 산업용 수요가에 있어 최대증기수요 $\dot{m}_p^{max}=200t/h$, 열병합 발전소의 경계에 대한 압력 $p=0.5MPa$, 터빈의 배압 0.525MPa을 기초로 하고 있다. 계산결과를 표 7.25에 정리하였다.

7.10.5 외기온도 $t_a=-5.7^\circ C$ 인 경우의 열병합 발전소의 전기출력에 대한 계산

추기출구 및 배증기출구로부터의 계산에 의한 증기량을 기초로 열병합 발전소의 터빈에 의한 발전량의 개략적인 계산이 얻어질 수 있다. 이것은 다음과 같은 관계가 있다.

$$P_e = \eta_m \eta_c \sum P_{ij} = \eta_m \eta_c \sum \dot{m}_j (h_{Ej} - h_j)$$

여기서, $\eta_m \eta_c=0.9$: 터빈과 발전기의 기계적·전기적 효율, P_{ij} : 터빈 단락 j 에서의 내부출력, \dot{m}_j : 터빈 단락 j 에서의 증기량, h_{Ej} , h_j : 터빈 단락 j 로 출입하는 증기의 엔탈피(이 수치는 터빈의 적응능력선도상에서 얻어진다), j : 터빈 단락의 기호

계산결과는 표 7.26과 표 7.27에 정리되어 있다.

따라서, 발전기에서의 전기출력은:

추기배압터빈에 대하여 $P_e=50MW$

배압터빈에 대해 $P_e=40.5MW$

열병합발전전에 대해 $P_e^{HW}=140MW$

터빈 단락에서의 증기량 \dot{m} 은 가열기의 가열수증기량과 산업용 수요가로의 수증기 공급량으로부터 구한다. 즉,

\dot{m}_6 : 가열기 HV1과 V6로의 가열증기량

표 7.25 2개의 터빈 가열기에서의 가열증기량 계산

	가열기 i 의 기호	추기 증기 압력	가열기의 증기 압력	가열기의 증기복수온도	가열기의 온도차	복수기의 온도차	인구 수온	출구 수온	가열 수량	입구 수의 엔탈피	출구 수의 엔탈피	가열 증기의 엔탈피	유출복수의 엔탈피	유입복수의 엔탈피	유입복수량	가열 증기량
		(MPa)	(°C)	(K)	(°C)	(t/h)	(kJ/kg)			(t/h)						
추기 배압 터빈	HV1	0.119	0.113	103.2	5	-	49.0	98.2	1,190	206.6	415.0	2,535.0	427.5	-	-	118.3
	HV2	0.221	0.210	121.8	1.8	-	98.2	120.0	1,190	415.0	504.8	2,630.0	516.5	-	-	49.0
	V6	0.119	0.113	103.2	5	-	20	98.2	82.5	84.4	415.0	2,535.0	427.5	-	-	13.0
	V5	0.221	0.210	121.8	1.8	-	101.5	120.0	213.8	428.6	504.0	2,630.0	516.5	546.3	6.8	8.1
	V4	0.337	0.320	135.8	3	10	121.4	132.8	277.5	506.4	558.5	2,695.0	570.9	-	-	6.8
	V3(E)	0.635	0.60	158.8	0	-	132.8	158.8	203.3	558.5	670.4	2,780.0	670.9	726.7	30.4	10.0
	V2	1.425	1.35	193.5	2.5	10	161.7	191.0	243.7	691.5	818.7	2,940.0	726.7	857.3	17.4	13.0
	V1	2.90	2.76	229.3	2.3	10	191.0	227.0	243.7	818.7	979.6	3,090.0	857.3	-	-	17.4
배압 터빈	V3(E)	0.525	0.50	151.9	0	-	139.0	151.9	208.5	585.0	640.0	2,750.6	640.1	695.0	35.7	4.9
	V2	1.425	1.35	193.5	2.5	10	154.6	191.0	248.9	661.1	818.7	2,940.0	726.7	857.3	19.7	16.0
	V1	3.10	2.94	232.8	2.3	10	191.0	230.5	248.9	818.7	995.2	3,100.0	857.5	-	-	19.7

표 7.26 추기배압 터빈의 내부출력에 관한 계산

터빈의 단락 j	h_{Ej} (kJ/kg)	h_A (kJ/kg)	$h_{Ej} - h_j$ (kJ/kg)	\dot{m} (t/h)	P_{ij} (MW)
1	3,420	3,090	330	235.4	21.5
2	3,090	2,940	150	218.2	9.1
3	2,940	2,780	160	205.2	9.1
4	2,780	6,695	85	195.2	4.7
5	2,695	2,630	65	188.9	3.4
6	2,630	2,535	95	131.3	3.5

표 7.27 배압터빈의 내부출력에 관한 계산

j	h_{Ej} (kJ/kg)	h_A (kJ/kg)	$h_{Ej} - h_j$ (kJ/kg)	\dot{m} (t/h)	P_{ij} (MW)
1	3,420	3,100	320	240.8	21.2
2	3,100	2,940	160	220.9	9.8
3	2,940	2,750	190	204.9	10.8

\dot{m}_5 : 가열기 HV2와 V5로의 가열증기량
 \dot{m}_4 : \dot{m}_5 와 가열기 V4로의 가열증기량
 \dot{m}_3 : \dot{m}_4 와 탈기기 V3으로의 가열증기량과 배압터빈에 의한 산업용 수요가로의 증기량
 \dot{m}_2 : \dot{m}_3 과 가열기 V2에 대한 가열증기량
 \dot{m}_1 : \dot{m}_2 와 가열기 V1에 대한 가열증기량(증기생산량은 같다)

7.11 열병합 발전소에서의 열교환 스테이션에 관한 해설

열병합 발전소의 열흐름 계통도는, 열교환 스테이션은 각각 3기의 가열용 응축기(HV₁, HV₂, HV₃)를 직렬로 접속한 가열부분으로 이루어져 있다. 여기서, 가장 마지막 복수기는 픽크부하를 처리하는 것으로 되어 있다. 개개의 열교환기는 최대의 열교환량에 맞도록 설계되어 있다. 이러한 것로부터 3기의 열교환기에서 동시에 최대 부하가 생기지 않도록 보안장치가 되어 있다.

열교환기의 선택에 있어서는 다음과 같은 계산을 기초로 하고 있다.

1) 열유량의 산정

$$\dot{Q} = \dot{m}_w c_{pw} (t_A - t_E)$$

여기서, \dot{m}_w : 고온수의 질량유량, c_{pw} : 물의 비열(c_{pw} : 물의 비열($c_{pw}=4.19\text{kJ/kgK}$), t_A : 물의 출구온도, t_E : 물의 입구온도

2) 평균대수온도차의 산정

$$\Delta t_M = \frac{t_A - t_E}{\ln \frac{t_K - t_E}{t_b - t_A}}$$

$t_A = t_u + \Delta t$: 수증기의 복수온도

Δt : 열교환기의 온도차

3) 전열면적 및 열통과율의 계산

개략적인 열통과율: $k_{resch} = 2,000 \sim 2,500 \text{W/m}^2\text{K}$

개략적인 전열면적: $A_u = \frac{\dot{Q}}{k_{resch} \Delta t_M}$

4) 규격 또는 시장제품에 맞춰 1기 또는 여러 대수의 열교환기를 선정

5) 선정된 열교환기에 있어서 배관내 유속이 2~2.5m/s, 또한 수증기입구 속도가 40m/s를 초과하지 않는지를 확인한다.

$$u = \frac{\dot{m}}{A_f \rho}$$

6) 물과 관벽 또는 물에 접촉되는 내측 열전달의 계산

$$\alpha = (1,630 + 21t_w - 0.041t_w^2) \frac{W^{0.6}}{d^{0.2}} \text{W/m}^2$$

여기서, t_w : 평균수온(°C), u : 유속(m/s), d : 오염내경(m)

7) 복수증기와 관벽 외측 열전달의 계산

셸트브형 열교환기를 예로 든다. 이 경우, 증기의 막응축이 적용된다.

$$\alpha_a = \frac{4,920 + 58t_D - 0.175t_D^2}{(m d \theta)^{0.25}} \text{W/m}^2$$

여기서, t_D : 포화수증기와 벽사이의 평균온도

(°C), θ : 포화수증기와 관벽의 온도차(K), d : 배관직경(m), m : 평균배관의 종축방향 증복수
 평균적인 증복 배관본수(配管本數)는 분할되지 않은 케이싱에서

$$m = \frac{D}{a}$$

여기서, D : 케이싱 내경, a : 전열관의 피치이다.

포화증기와 관벽의 온도차는 열통과의 관계로부터

$$\theta = \frac{\alpha_i d_i}{\alpha_A d_A + \frac{\alpha_A d_A \alpha_i d_i}{2} + \left(\frac{\ln \frac{d_i}{d_o}}{\lambda_i} + \frac{\ln \frac{d_A}{d_i}}{\lambda_R} \right) + \alpha_i d_i} (t_K - t_w)$$

여기서, λ_R : 배관의 열전도율, λ_i : 오염의 열전도율

최초의 계산과정에서 θ 을 산출하기 위해서 외측 열전도율은 가정치를 사용해야 한다($\alpha_A = 5,000 \sim 8,000 \text{W/m}^2\text{K}$ 라 한다). 산출된 α 값이 최초의 가정값 α 와 많은 차이가 나는 경우에는 θ 를 다시 계산해야 한다.

$$t_D = t_K - \frac{\theta}{2}$$

8) 산출된 열전도 계수로부터 열통과율이 구해진다.

$$\theta = \frac{1}{\frac{d_i}{\alpha_i} + \frac{d_i}{2} \left(\frac{\ln \frac{d_i}{d_o}}{\lambda_i} + \frac{\ln \frac{d_A}{d_i}}{\lambda_R} \right) + \frac{d_i}{\alpha_A d_A}}$$

9) 산정된 열통과율을 이용하여 구한 필요전열면적을 확인하고, 열교환기의 용량이 충분한지를 판정한다. 용량이 부족한 경우에는 새로운 수치를 입력하여 계산을 다시 하도록 한다.

1)~9)의 과정에서 산정한 셸트브형 열교환기의 설계 데이터를 표 7.28에 나타낸다.

이상에서 설계데이터는

$$d_A = 25\text{mm} \quad \text{배관의 외경}$$

표 7.28 열교환기 스테이션의 설계 데이터

기 호	단위	열교환기 I	열교환기 II	열교환기 III	비 고
Q	(MW)	61.4	25.1	41.8	
Δt_M	(K)	20.80	10.55	21.60	
k_{gesch}	(W/mK)	2,000	2,000	2,100	
A_G	(m ²)	1,480	1,190	922	
A	(m ²)	3×510	2×582	1×932	병열설계
D	(mm)	1,200	1,400	1,600	
l	(mm)	6,000	5,000	6,000	
z		1,084	1,484	1,980	
A_{FR}	(m ²)	0.0851	0.1165	0.1555	
A_{FM}	(m ²)	0.05989	0.8110	1.0388	4단
w_w	(m/s)	1.35	1.51	2.3	
w_D	(m/s)	19.7	5.6	5.9	
t_w	(°C)	80	111	135	
α_i	(W/m ² K)	8,780	10,530	15,870	
$\alpha_{A,gesch}$	(W/m ² K)	5,500	6,600	5,600	
H	(K)	8.06	3.43	7.92	
t_D	(°C)	104	122.3	156	
m		37	44	50	
α_A	(W/Km ² K)	5,600	6,800	5,470	
k	(W/m ² K)	1,990	2,175	2,205	
$A_{benotigt}$	(m ²)	1,485	1,095	879	

l : 내관의 호칭 길이 A_{FR} : 배관공간의 임의 단면
 z : 배관 분수 A_{FM} : 케이싱의 임의 단면

$s=2.5\text{mm}$ 배관관벽의 두께
 $s_k=0.2\text{mm}$ 오염층의 두께
 $\lambda_v=2\text{W/mK}$ 오염층의 열전도율
 $\lambda_R=47\text{W/mK}$ 배관의 열전도율
 열병합 발전소의 열교환 스테이션의 설계가 끝
 남으므로 최종적인 여러가지 데이터가 결정된다.

이것에 의해 지역 열공급장치설계, 압력 유지를
 포함한 1차분배시스템의 계산준비가 종료된다.
 산정된 데이터에 의해 상세한 기술적, 경험적 분
 석이 이루어질 수 있다. 그리고, 모든 분야에서
 프로젝트의 제안에 대해 긍정적인 결정이 이루어
 질 것이다.