

## 지역난방 시스템(IX)

### District Heating System(IX)

오 후 규

H. K. oh

부산수산대학교 냉동공학과

## 기 호

## 6. 지역난방 시스템 운전상의 문제점

A	: 가열면적	$i_{k,m}$	: 부식억제제가 있는 경우의 부식전류
a	: $8.95 \times 10^{3(6.16)}$ 접촉부식 비례정수	$i_{k,o}$	: 부식억제제가 없는 경우의 부식전류
a	: 측정개소의 수	k	: 열통과율
a	: 정수	k	: 변환비, $k \times (\text{신호입력}) = \text{신호출입}$
b	: 정수	k	: 계측기 정수
c	: 정수, 농도	k	: 방열계수, 계측기 정수
$C_H$	: 열매체의 열용량유량	$k_o$	: 설계방열계수
$C_{max}$	: 최대 열용량유량(최대 물(水) 당량)	$k_o$	: 설계열통과율
$C_{min}$	: 최소 열용량유량(비열 $\times$ 질량유량)	$\Delta k_l / k_l$	: 각각의 계기 상대오차 (확실성의 등급구분)
$C_p$	: 온수의 비열	L	: 길이, 배관길이
d	: 관경	M	: g로 표시된 원자량
E	: 전위차	m	: 지수
$E_o$	: 수소전극을 0으로 할 때 다른 전극물질의 단위전위에서 그 물질의 표준전위	$\dot{m}_N$	: 난방배관망의 온수유량
e	: 시스템의 구성요소수	N	: 측정치
$f_i$	: 펌프주파수	n	: 방열기지수, 회전수
$f_g$	: 계측시스템의 허용 한계 주파수	P	: 동력
$f_p$	: 프로세스 주파수	$\Delta p$	: 압력차
$H_o$	: 정보엔트로피	$\dot{Q}_A$	: 열수요가의 열수요량
$I_s$	: Langelier 지수	$\dot{Q}_{H,O}$	: 설계점에서의 열부하총량
$i_k$	: 부식전류	$\dot{Q}_{H,K,max}$	: 열병합발전 프로세서로부터의 최대공급열량
		$\dot{Q}_{NO}$	: 난방배관망의 설계 열공급능력
		S	: 부식억제 효과

$t$  : 시간, 온도  
 $t_A$  : 펄수를 계산하는 정해진 시간  
 $\Delta t_A / t_A$  : 시간의 오차  
 $t_a$  : 실외온도  
 $t_D$  : 증기온도  
 $t_i$  : 실온  
 $\Delta t_N$  : 송수와 환수의 온도차(난방배관망)  
 $t_{RH}$  : 방열기에 공급되는 온수 환수온도  
 $t_{RN}$  : 환수온도  
 $t_{max}$  : 최고온도  
 $\Delta t_{max}$  : 열교환을 하는 동안 유체의 온도 상승, 온도하강중 큰 값  
 $t_{min}$  : 최저온도  
 $t_{vo}$  : 공급설계온도  
 $t_{VH}$  : 방열기에 공급되는 온수송수온도  
 $t_{VN}$  : 송수온도  
 $U_F$  : Farad전위, 그 이하가 되면 부동태화된 층이 활동적으로 되어, 금속의 용해가 시작되는 전위  
 $V$  : 펌프 토출수량  
 $V$  : 용적  
 $\Delta V$  : 바이패스수량  
 $\Delta V$  : 용적의 오차  
 $v$  : 측정치/계기의 측정범위  
 $w$  : 유속  
 $w_k$  : 부식율, 물질이동율  
 $w_t$  : 물질이동율, 금속산화물에서 용해중에 용출된 또는 여기에서 운반된 단위시간당 물질량  
 $w_w$  : 수속  
 $x$  : 송수와 환수의 온도차/송수와 환수의 설계 온도차  
 $x_a$  : 신호출력  
 $\Delta x_a / x_a$  : 계측시스템의 상대오차  
 $x_a(t)$  : 신호출력함수  
 $\Delta x_{dyn}$  : 동적오차  
 $x_e$  : 신호입력  
 $x_e(t)$  : 신호입력함수  
 $z$  : 비금속의 가전수  
 $z$  : 펄스수  
 $V$  : 송수

$R$  : 환수  
 $N$  : 난방배관망  
 $G$  : 급탕설비  
 $H$  : 난방  
 $L$  : 환기  
 $O$  : 설계점  
 $\alpha$  :  $Q_{H,K,max} / Q_{H,O}$  정보엔트로피를 구할 때 계수  
 $\alpha_i$  : 난방이외의 설계열공급량/난방을 위한 설계열공급량  
 $\beta$  : 열공급량/설계열공급량, 부하비  
 $\eta, \eta_m$  : 펌프 효율  
 $\theta_m$  : 평균 방열기 온도차  
 $\theta_{m,o}$  : 설계 방열기 온도차  
 $\mu$  :  $C_{min} / C_{max}$   
 $\tau$  : 시간  
 $\varphi$  :  $\Delta t_{max} / (t_{max} - t_{min})$   
 $\varphi_{Gegen}$  : 향류열교환시의  $\varphi$   
 $\varphi_{Gleich}$  : 병류열교환시의  $\varphi$   
 $\chi$  : 열매유량/설계열매유량  
 $\omega$  :  $k_A / C_{min}$

## 6.1 지역난방시스템의 제어

### 6.1.1 고온수 배관망에서의 부분부하 운전

질적·양적으로 수요에 적합한 공급을 수요가에 보증하는 것이 제어의 사명이다. 이것을 달성하고 경제적인 운전을 실현하기 위해서는 다음과 같은 중요한 항목을 고려하여야 한다.

- (1) 운전의 확실성
- (2) 공급의 신뢰성
- (3) 열량계측의 정확성
- (4) 인건비의 절감

공업용으로 사용되는 열의 수요는 한정된 기간내에서 일정하며, 열매체유량도 거의 일정한 것이 보통이다. 그러나 난방배관망에서는 난방부하의 변화가 압도적으로 크기

때문에 부분부하시의 제어는 매우 중요한 역할을 담당하고 있다.

난방 배관망의 열공급 능력  $\dot{Q}_N$ 은 수요가의 열수요량  $\dot{Q}_A$ 를 담당하여야 한다. 난방 열수요는 실내와 실외의 온도차에 비례한다 (단, 풍속, 일사량 등의 기후 요인은 무시한다).

$$\dot{Q}_N = \dot{m}_N c_p (t_{VN} - t_{RN})$$

$$\dot{Q}_A \sim (t_i - t_a)$$

여기서,  $\dot{m}_N$  : 난방배관망의 온수유량,  $t_{VN}$  : 송수온도,  $t_{RN}$  : 환수온도,  $c_p$  : 온수의 비열,  $t_i$  : 실온,  $t_a$  : 실외온도

실온을 일정하게 유지할 경우,  $\dot{Q}_A$ 와  $\dot{Q}_N$ 은 실외온도의 함수가 된다. 공급능력의 제어방법으로는 다음과 같은 주요한 두가지의 방법이 고려된다.

- a)  $\dot{m}_N$ =일정, 온수온도 제어(질의 제어)
- b)  $\Delta t_n = (t_{VN} - t_{RN})$ =일정, 유량제어(양의 제어)

제어방법중 a)는 기술적으로 상당히 실시하기 힘들기 때문에 대부분의 경우 일정 공급 온도를 가진 변유량 운전 방법이 유리하다.

온도제어 : 순환온수량이 일정하기 때문에 온도차와 공급온도는 실외온도에 관계가

있다(그림 6.1 참조). 그림 중에서 직선이 아니라 곡선이 되는 이유는 방열기의 전열 계수에 온도가 n승으로 비례하는 특성이 있기 때문이다. 그 특성은 온수송수온도와 밀접한 관계가 있기 때문에 온도제어를 전부 적용하는 데는 다음과 같은 이유에 의해 한정되는 경우가 있으므로 난방시스템 및 급탕에 관해 고려할 필요가 있다. 예를 들면 방열기(convector)의 필요한계온도(구조에 따라 45~65℃)를 고려해야 하는 데, 여기서 필요한계온도라는 것은 콘벡터 내부저항에 견딜수 있는 필요한 부력을 공기에 줄 수 있는 하한온도이다.

또 급탕에서는 약 70℃가 최소한 필요하게 된다. 이를 위해 난방배관망에서의 송수온도는 약 80℃를 하한으로 해서, 이 이하가 되지 않도록 한다.

수량제어 : 온도차를 일정하게 하면 순환 온수량은 실외온도의 함수로서 나타낼 수 있다. 여기서 송수온도는 본질적으로 온도 제어를 하는 경우보다 변동폭이 작기 때문에 온수온도의 제한을 일반적으로 고려할 필요는 없다.

가장 적절한 운전방법으로는 유량과 온도의 변화를 알 필요가 있다<sup>(6.1)</sup>. 지역난방 배관망에서의 부하는 설계조건과 관련해서 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{\dot{Q}_N}{\dot{Q}_{NO}} = \frac{\dot{m}_N c_p}{\dot{m}_{NO} c_p} \frac{t_{VN} - t_{RN}}{(t_{VN} - t_{RN})_0}$$

또 윗식을 간단화하면 다음과 같이 된다.

$$B = \chi x = \frac{\dot{Q}_N}{\dot{Q}_{NO}}, \chi = \frac{\dot{m}_N c_p}{\dot{m}_{NO} c_p},$$

$$x = \frac{t_{VN} - t_{RN}}{(t_{VN} - t_{RN})_0}$$

여기서,  $\dot{Q}_N$  : 난방배관망에 공급되는 열량,  $\dot{m}_N$  : 열매유량,  $c_p$  : 비열,  $t$  : 온도, 첨자, V : 송수, R : 환수, O : 설계점 펠스타<sup>(6.1)</sup>가 여러가지 인자에 관련된 보편

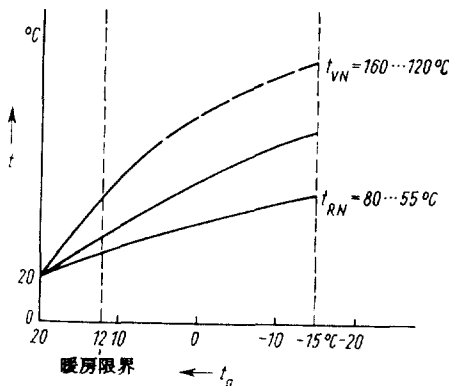


그림 6.1 중앙에서 공급온수온도를 제어하는 경우, 지역난방망에서의 특성곡선

적인 설명과, 임의 상태의 해석에 상당한 노력을 하는 동안 COKOROB<sup>(6.2)</sup>는 다음과 같은 경험식을 유도하였다.

$$\chi = \beta^m \text{ 또는 } \beta = \chi^{1/m}$$

윗식에서 다음과 같은 사실을 알 수 있다.

a)  $\dot{m} = 0$ 일 때는 온도 제어

b)  $\dot{m} = 1$ 일 때는 유량 제어

부분부하시 난방배관망 파라미터(온도, 압력, 유량의 조건)을 결정하기 위해서는 열교환기내에서의 열매의 상태를 평가할 필요가 있다. 이를 위해서는 다음과 같은 보슨야코비<sup>(6.3)</sup>에 의한 방법을 사용할 수 있다.

$$\Phi = \frac{\Delta t_{max}}{t_{max} - t_{min}}$$

$$\omega = \frac{kA}{C_{min}}$$

$$\mu = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

여기서,  $\Delta t_{max}$  : 열교환을 하는 동안 유체의 온도상승, 온도하강중 큰 값,  $t_{max}$  : 최고 온도,  $t_{min}$  : 최저온도,  $k$  : 열통과율,  $A$  : 가열면적,  $C_{min}$  : 최소열용량유량(비열×질량유량),  $C_{max}$  : 최대열용량유량

병류에 대해서는 다음 식이 성립한다.

$$\Phi_{Gleich} = \frac{1 - \exp(-(1+\mu)\omega)}{1+\mu}$$

또 향류에 대해서는 다음 식이 성립한다.

$$\Phi_{Gegen} = \frac{\exp(1-\mu)\omega - 1}{\exp(1-\mu)\omega - \mu}$$

COKOROB<sup>(6.2)</sup>는 난방배관망 파라미터를 간단하게 하기 위하여 다음과 같은 근사식을 유도하였다.

$$\Phi = \frac{1}{\frac{1}{\omega} + a + b\mu}$$

COKOROB<sup>(6.4)</sup>는 정수  $a, b$ 에 대해 표 6.1의 값을 제안하였다. 최대오차 6%( $\mu=0$ 일 때), 평균오차는 2% 정도의 범위이다. 사용빈도가 많은 향류형 열교환기에 대해 최소열용량 유량과 최대 열용량 유량과의 비가 작은 경우( $\mu$ 가 0.5 이하), 다음 식을 사용할 수 있고, 이때의 오차는 3%에 지나지 않았다<sup>(6.4)</sup>.

$$\Phi_{Gegen} = \frac{1}{\frac{1}{\omega} + 0.6 + 0.4\mu} \quad \omega \leq 1.5$$

$$\Phi_{Gegen} = \frac{1}{0.77\left(1 + \frac{1}{\omega}\right) + 0.23\mu} \quad \omega \geq 1.5$$

위의 근사식은 다음과 같은 범위에서 유효하다.

$$\Phi_{Gegen} \leq 1 \text{ 및 } \Phi_{Gegen} \leq \frac{1}{1+\mu}$$

유량과 온도가 변화하면 설계를 할 때 사용된 열통과율은 다음과 같이 보정할 필요가 있다.

자연대류 방열기 : 실내 방열기의 부분부하상태를 해석할 경우, 평균 방열기의 온도가 기준이 된다. 문헌<sup>(6.5)</sup>에서

$$\theta_m = \frac{t_{VH} + t_{RH}}{2} - t_i$$

표 6.1 운전방법과 정수

	a	b
병류	0.65	0.65
향류	0.65	0.35
직교류	0.65	0.55
직교 병류	0.65	0.55
직교 향류	0.65	0.425
산술평균온도에 의한 계산	0.5	0.5

위의 식을 기초로 해서 다음과 같은 식이 유도된다.

$$k = k_o \left( \frac{\theta_m}{\theta_{m,o}} \right)^n$$

여기서,  $t_{VH}$ ,  $t_{RH}$  : 방열기에 공급되는 온수송수온도와 환수온도,  $t_i$  : 실내온도,  $n$  : 방열기 지수,  $o$  : 설계점을 나타내는 첨자

방열기 지수  $n$ 은 표 6.2를 사용하여 구할 수 있다. 실제로 대부분의 수요가에서는 전용으로 사용되는 온도제어를 가지고 있다. 이로 인해 온도변화과정을 간단하게 결정할 수 있다. 그림 6.2는 라지에타에서 난방할 수요기의 송수온수온도와 환수온수온도를 나타낸 것이다. 가열장치내에서 열매체의 열용량 유량  $C_H$ 를 기본으로 하면 다음 식이 유도된다.

$$\omega = \frac{k_o A}{C_H} \beta^{1+n}$$

표 6.2 방열기 지수  $n$   $k = k_o \left( \frac{\theta_m}{\theta_{m,o}} \right)^n$

방열기	$n$
플레이트 히터	
높이 390	0.27~0.28
높이 590	0.24~0.34
높이 990	0.26~0.30
패널 히터	
1열	0.3~0.31
2열	0.2~0.22
콘벡터	
깊이 75	0.31~0.44
깊이 170	0.24~0.33
깊이 240	0.28~0.35
주상방열기	0.25~0.40

(역주) 방열기 방열량  $Q$ 는 일반적으로  $Q = CA(t_w - t_a)^n$ 으로 나타내고,  $n$ 으로는 1.3 전후의 값을 취한다. 표의  $n$ 은 부하율의  $n$ 승으로  $C$ (본문에서는  $k$ )가 변화하는  $n$ 을 나타내고 있다.

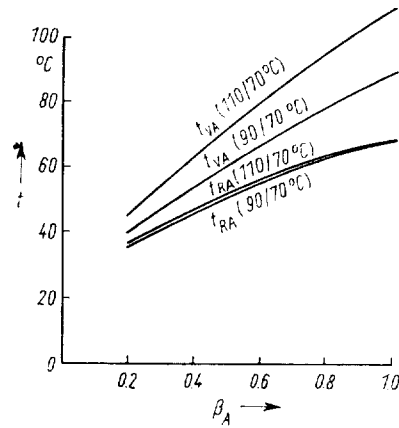


그림 6.2 부하율  $\beta_A$ 의 라지에타와 수요가의 공급 및 환수온도와와의 관계

강제대류 방열기 : 속도의 영향이 크기 때문에 열통과율에 대해서 다음 식으로 계산된다.

$$k = k_o \left( \frac{\omega_1}{\omega_{1,o}} \right)^m \left( \frac{\omega_2}{\omega_{2,o}} \right)^m$$

식에서 사용되는 첨자 1과 2는 가열면의 양측 매체에 관련된 것을 나타내며,  $m$ 은 다음 값을 사용한다.

- 증기의 응축  $m=0$
- 물  $m=0.3\sim0.5$
- 공기  $m=0.12\sim0.20$

배관망 파라미터는 열교환기 특성에 따라 부하와 관련지어 결정할 수 있으며, 그래프의 방법<sup>(6.5)</sup>에 의해 건물의 난방 회로를 해석해야 한다. 열공급망의 총합 특성은 각각의 수요가 또는 수요가군의 특성에서 밝혀지게 된다. 수요가군은 Substation에서 그 특성을 정리하는 편이 용이하다<sup>(6.4)</sup>. 수지관 계로부터 배관망 순환유량은 다음식으로 구할 수 있다.

$$X_N = \frac{1}{\theta} \left( X_H + X_{GAG} \frac{\Delta t_{N,H,O}}{\Delta t_{N,G,O}} + X_{LAL} \frac{\Delta t_{N,H,O}}{\Delta t_{N,L,O}} \right)$$

또 총합 환수온도는 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$t_{RN} = \frac{1}{\chi N \theta} \left( \chi_H t_{RN,H} + \chi_{GAG} \frac{\Delta t_{N,H,O}}{\Delta t_{N,G,O}} t_{RN,G} + \chi_{LAL} \frac{\Delta t_{N,H,O}}{\Delta t_{N,L,O}} t_{RN,L} \right)$$

여기서 첨자 V : 송수, R : 환수, N : 난방배관망, G : 급탕설비, H : 난방, L : 환기, O : 설계점

부분부하시 난방배관망에서의 온도 계산에 관한 상세한 설명은 7.2절에서 논의하기로 한다.

### 6.1.2 고온수 배관망에서의 제어 시스템의 에너지 수지, 비용수지에 관한 평가

제어시스템의 선택은 전체 시스템의 설계에 영향을 미친다. 제어시스템은 복잡하기 때문에 그 양부를 명백하게 판정하기 위해서는 먼저 열발생, 분배시스템에서의 평가

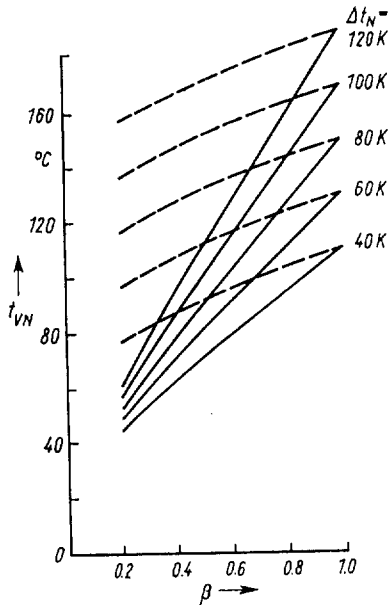


그림 6.3 열공급망의 공급온도의  $\beta$ 에 따른 변화  
 ..... 유량제어  
 ————— 온도제어

를 확정하여야 한다. 열발생에서 유량제어를 취하면 열병합발전소로부터의 공급온도는 온도제어보다 높게 되고(부분 부하시 온도제어에서는 송수온도를 내린다), 고온의 증기가 필요하므로 증기발생비용이 상승한다. 분배시스템에 있어서는 유량제어를 선택하면 변유량이기 때문에 배관망 설치비용과 운전비용이 감소한다<sup>(6.6)</sup>.

유량, 온도 제어의 두가지 주요배관망에 관해서, 배관망에서 건물과의 접촉점으로의 송수온도와 부하비  $\beta$ 와의 관계를 그림 6.3에 나타내었다. 또 그림 6.4는 에너지 수지에서 구한 열병합 발전소의 발생증기온도와 부하와의 관계를 나타내고 있다.

증기압  $p_F=9$  MPa,  $t_F=530^\circ\text{C}$ ,  $p_K=0.004$  MPa의 추기 응축터빈에 관해서 2종류의 제어방식, 즉 유량과 온도제어방식의 비용차이를 그림 6.5에 나타내었다. 각종의 제어방식이 허용되어 식  $\chi=\beta^m$ 의 지수  $m$ 으로 제어방식을 차별화하면 그림 6.6, 6.7에 독일의 가격 체제로 배압터빈, 추가응축터빈을 가진 열병합 발전소에서의 지수  $m$ 의 최종값을

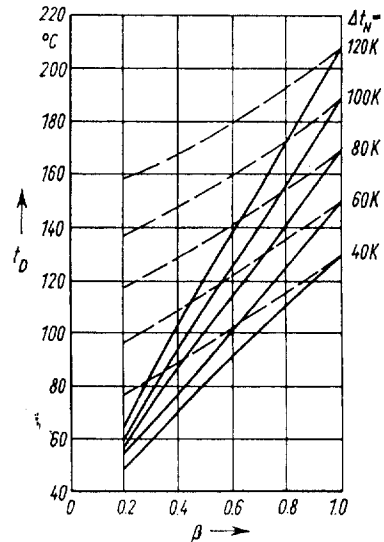


그림 6.4 가열증기 온도의  $\beta$ 에 따른 변화  
 ..... 유량제어  
 ————— 온도제어

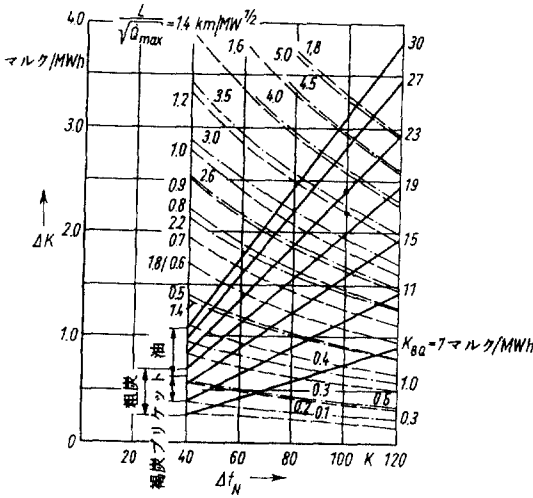


그림 6.5 유량제어와 온도제어간의 비용차

- 증기발생 비용의 제어방식에 의한 차이
- ..... 지하배수로 열분배 비용의 제어방식에 의한 차이
- 지상 열분배 비용의 제어방식에 의한 차이

(역주) 실선은 유량제어를 행하는 경우, 온도제어보다 증대하는 증기발생 비용, 파선, 일점 쇄선은 온도제어를 하였을 경우, 유량제어보다 증대하는 열분배 비용을 나타내었다. 단 파선은 지하배수로 배관, 일점쇄선은 지상배관의 경우이다. 파라미터  $K_{\beta\alpha}$ 는 연료비 마르크 /MWh, 파라미터  $l\sqrt{Q_{max}}$ 의  $l$ 은 배관길이 km,  $Q_{max}$ 는 공급열량 MWh이다. 또  $\Delta tN$ 은 송수온수와 환수온수와 온도차 K,  $\Delta K$ 는 비용차 마르크 /MWh를 나타내었다.

나타내었다. 다음 식에 나타낸  $\alpha$ 의 영향은 작다.

$$\alpha = \frac{\dot{Q}_{H,K,max}}{\dot{Q}_{H,O}}$$

여기서,  $\dot{Q}_{H,K,max}$  : 열병합발전 프로세스로부터의 최대공급열량,  $\dot{Q}_{H,O}$  : 설계점에서의 열부하 총량

배합터빈을 가진 열병합 발전소에서의 최

적  $m$ 은 낮으며, 추기용축터빈을 가진 경우에 비해 온도제어방식의 정도가 많게 된다.

$l\sqrt{Q_{max}} = 1.2, \Delta tN = 100 K, K_{\beta\alpha} = 23$ , 지하배수로 배관에서의 온도제어와 유량제어와의 비용차를 구한다.

그림에서  $l\sqrt{Q_{max}} = 1.2, \Delta tN = 100 K$ , 지하배수로 배관에서의 열분배 비용에 관해서 온도제어가 유량제어에 대한 증가분  $\Delta K_1$ 을 읽고, 다음 값을 얻을 수 있다.

$$\Delta K_1 = \text{온도제어} - \text{유량제어} = 2.2 \text{ 마르크 /MWh}$$

또 그림에서  $K_{\beta\alpha} = 23$ 에서의 유량제어가 온도제어에 대한 증기발생 비용 증가분  $\Delta K_2$ 를 읽고 다음 값을 얻을 수 있다.

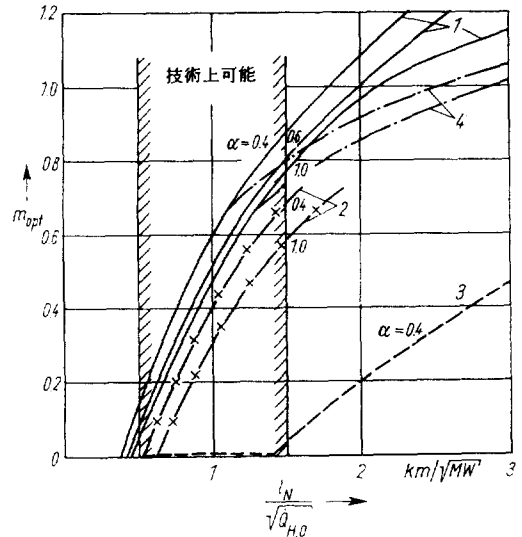


그림 6.6 배합터빈을 가진 열병합발전에 대한 최적제어 지수  $m_{opt}$

1. 고급 공동구 부설, 고연료비, 낮은 전기요금
2. 고급 공동구 부설, 저연료비, 높은 전기요금
3. 대좌부설, 저연료비, 높은 전기요금
4. 한계속도를 고려한 경우

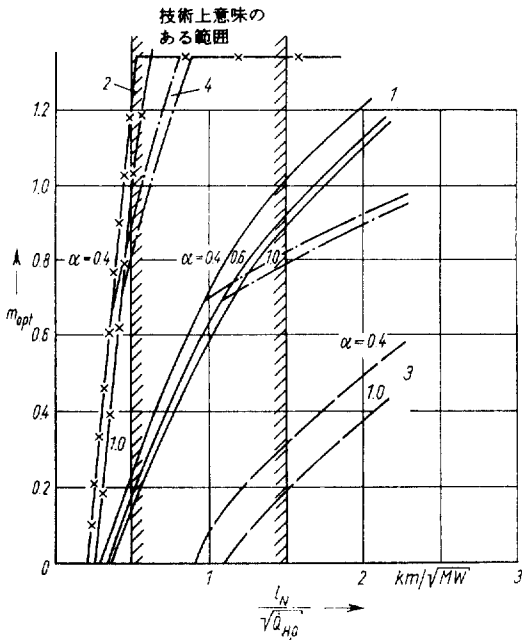


그림 6.7 추기응축 터빈을 가진 열병합발전  
에 대한 최적제어지수

1. 고급 공동구 부설, 고연료비, 저전력비
2. 고급 공동구 부설, 저연료비, 고전력비
3. 대좌부설, 고연료비
4. 한계속도( $\omega=3$  m/s)를 고려한 경우

(역주) 그림 6.7에서 다음과 같은 사실을 알 수 있다.

(1) 그림 6.5에서 알 수 있는 바와 같이  $l_w / \sqrt{Q_{max}}$  (그림 6.7에서는  $l_w / \sqrt{Q_{H,0}}$ )가 작으면 온도제어와 유량제어의 열분배 비용차는 적게 되어 무시할 수 있다. 이러한 이유로 인해 증기발생 비용이 전체 비용에 주로 영향을 미친다. 따라서 증기발생 비용이 적은 온도제어를 채용하는 것이 가장 적절한 방법이다.  $m_{opt}=0$

(2)  $l_w / \sqrt{Q_{H,0}}$ 가 크면 유량제어와 온도제어의 증기발생 비용차는 상대적으로 적게 되어 무시할 수 있다. 따라서 열분배 비용이 지배적이 되고, 열분배 비용이 적은 유량제어를 채용하는 것이 가장 적절한 방법이다.

$m_{opt}=1$

(3) 연료단가가 저하되고 전력비용이 증가하면  $m_{opt}=0$ 가 될 때의  $l_w / \sqrt{Q_{max}}$ 의 값은 적은 쪽을 선택한다. 반대의 경우는  $m_{opt}=0$ 가 될 때의  $l_w / \sqrt{Q_{max}}$ 의 값은 큰 쪽을 선택한다. 따라서 곡선군 2는 곡선군 1의 좌측에 위치한다.

(4) 곡선군 3은 배관부설비가 낮기 때문에  $m_{opt}=0$ 가 되므로  $l_w / \sqrt{Q_{H,0}}$ 의 값은 크게 된다. 이 때문에 곡선군 3은 곡선군 1보

$\Delta K_2 = \text{유량제어} - \text{온도제어} = 2.35$  마르크 /MWh

이상으로 온도제어는 열분배 비용에서 유량제어보다 2.2 마르크/MWh만큼 높지만 증기발생 비용에서는 2.35 마르크/MWh 낮기 때문에 결국 다음과 같은 분량만큼

$$2.35 - 2.2 = 0.13 \text{ 마르크 /MWh}$$

온도제어가 유량제어보다 낮게 된다.

### 6.1.3 난방배관망 순환펌프의 배치와 제어

펌프 스테이션의 운전에서는 펌프의 선정, 유량제어법이 중요하다. 관로망의 수역학적 특성, 즉 관로망 특성(저항곡선)을 우선 해석할 필요가 있다.

주어진 난방배관망 저항 특성에 대해 순환펌프는 운전점이 펌프의 최고 효율점에 가까운 것을 선정하여야 한다(그림 6.8 참조). 반송 온수량과 관계해서 발생하는 압력 변화는 대부분의 경우 1대의 펌프로 담당할 수 없으므로 순환펌프의 직렬과 병렬 운전이 필요하게 된다. 이러한 것은 관로망의 저항 곡선에 따라 결정된다(그림 6.9 참조). 동일 특성의 또 다른 특성이 있는 펌프는 각



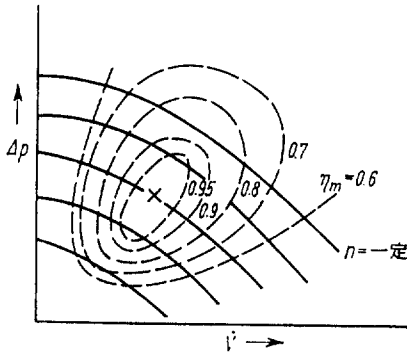


그림 6.8 펌프의 특성곡선군

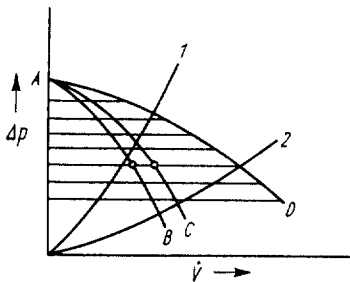


그림 6.9 2대의 펌프의 병렬운전특성

- AB, AC : 펌프의 특성
- AD : 병렬운전특성
- 1, 2 : 열공급망 저항
- O : 최고효율점

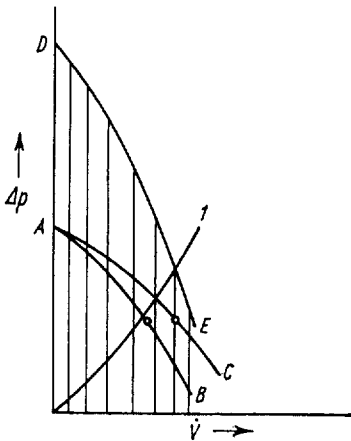


그림 6.10 2대의 펌프의 직렬운전특성

- AB, AC : 펌프의 특성
- AD : 병렬운전특성
- 1, 2 : 열공급망 저항
- O : 최고효율점

표 6.3 지역난방시스템용 펌프모델

모 델	호칭토출량 Va(m <sup>3</sup> /h)	호칭양정 Ha(mAq)	허용양액온도 (°C)	허용압력 (MPa)
HGIK	6.3~63	60~160	≤ 150	2.5
HGK	100 및 160	60~145		
HGIR	6.3~63	150~600	90~150	2.5~4.0
HGR	100~800	82~470		
HZI	16~200	41~56	1~400	2.5~6.0
HZ	32~500	17.5~60		
HSM	525~800	18~42	≤ 180	1.0~2.5
SM	500~8000	24~40		
KRZIH	14~200	30~78	-10~100	1.0
KRZH	200~500	30~78		
KRGIH	12.5~13.5	32~125	-10~400	2.5
KRGH	200~500	50~80		
ZMLK	400~5000	42~128	0~90	1.0 및 1.6
W(WBI und WSI)	1~20	8~160		
USp	1.6~20	1.6~4.0	≤ 110	0.6~1.0

W : 중기배관망의 복수펌프용, USp : 수요가측의 온수순환 펌프용, HGIK : 압송용 펌프

종의 저항특성을 가진 관로망에서 병렬운전이 가능하다. 저항 곡선이 높은 관로망(비교적 소수량으로 큰 압력손실-특성곡선 1)은 같은 펌프 특성으로 완만한 저항곡선의 관로망보다 본질적으로 반송비가 더 든다. 그 이유는 펌프 효율이 저하하기 때문이다. 동일펌프를 직렬로 구성하면 높은 효율로 운전할 수 있다(그림 6.10 참조). 표 6.3은 지역 난방용 펌프 형식의 일람표이며, 그림 11 및 6.12는 형식 HZ의 펌프를 병렬로 운전한 경우, 그림 6.13과 6.14는 직렬로 운전한 경우의 성능곡선이다.

펌프제어방법으로는 다음과 같이 분류할 수 있다.

- (1) 정속도 제어 : 교축 및 바이패스제어
- (2) 회전수 제어

제어방법은 간단하지만, 사용되는 경우가 그리 흔하지 않는 제어방법이 교축제어이다. 교축장치는 압력측에 설치되고, 필요한

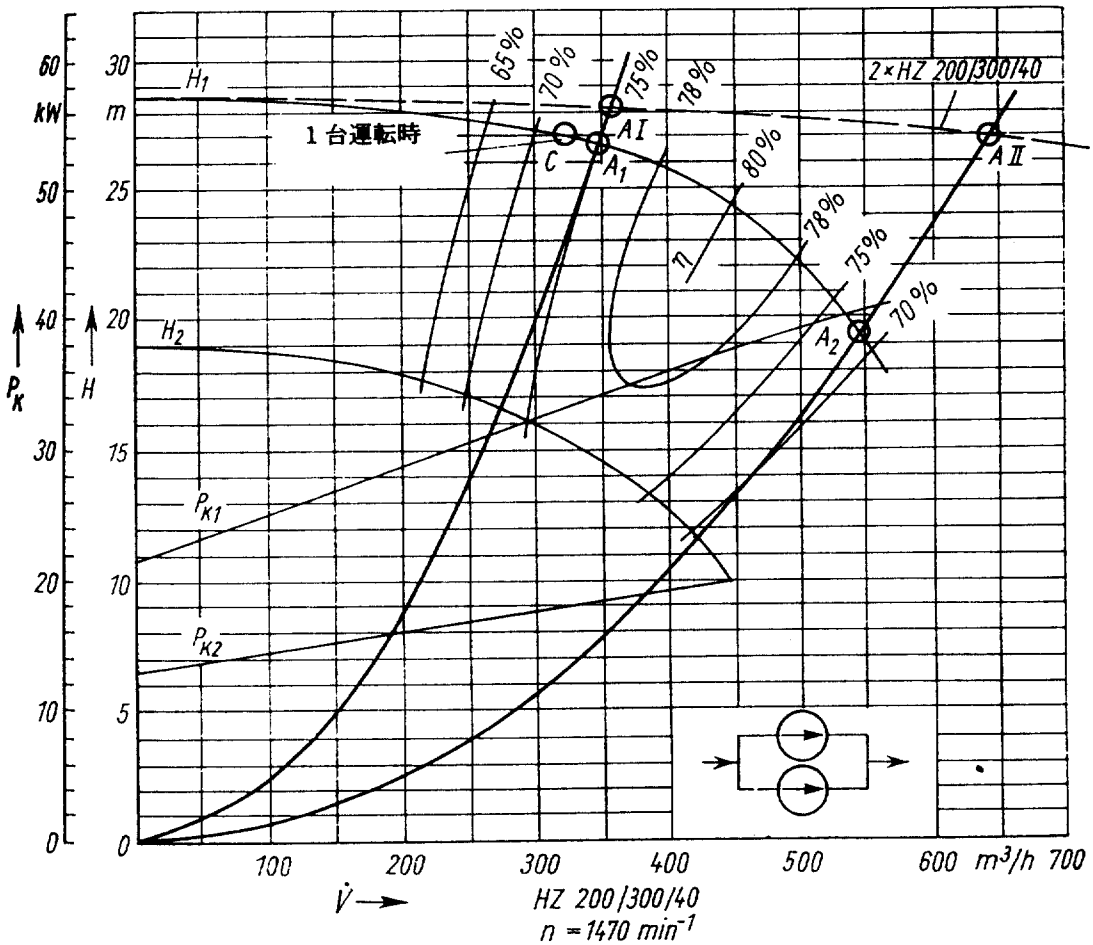


그림 6.11 동일성능인 펌프 2대의 병렬운전

유량을 얻을 수 있는 압력까지 교축한다(그림 6.15 참조).  $\dot{V}_1$ 에서  $\dot{V}_2$ 로 유량을 변화시키는 경우, 교축손실  $\Delta p_0$ 가 발생한다. 유량 변화후의 펌프운전점에서는 펌프효율이 감소하기 때문에 동력손실이 발생한다. 따라서 교축제어는 유량이 감소하면 소요동력도 감소하는 특성을 가진 저비속 원심펌프를 채용해야 한다.

바이패스제어(그림 6.16 참조)에서는 관로망의 압력손실을 그대로 유지한 채 바이패스 운전중  $\Delta \dot{V}$ 의 수량이 펌프의 흡입측에 돌아온다. 새로운 운전점은 저효율측에 있음을 알 수 있다. 바이패스 제어는 고비속도(고  $N_s$ ) 원심펌프를 채용한다. 이러한 이유로서는 수량의 증대에 따라 소요동력이 감소하기 때문이다.