

제8장 배관계와 펌프의 유동특성

1. 배관계의 기초이론

Bernoullis 방정식 :

$$p + \frac{\rho V^2}{2} + \rho g z = C \quad (1)$$

여기에서 p : 정압(static pressure)

$\frac{\rho V^2}{2}$: 동압(dynamic pressure)

$\rho g z$: 위치압(potential pressure)

위의 식을 수두의 식으로 나타내면

$$\frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2g} + z = C \quad (2)$$

배관계에서의 에너지방정식으로 바꾸어 나타내면 아래식과 같으며 파이프 유동에 대한 기초공식으로 본다.

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + \frac{W}{g} + h_f \quad (3)$$

위식에서 배관계의 손실수두(m)를 나타내는 h_f 는 구간 1과 2사이에서의 총손실 수두이며 주손실과 부차적 손실의 합으로 이루어 진다.

주손실은 파이프 길이에 따라 관벽의 마찰과 관련된 손실이고 부차적 손실은 파이프의 이음쇠나 밸브류 등에 의하여 생기는 손실을 말한다.

주손실은 다음과같이 Darcy-Weisbach식으로 구할수 있다.

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (4)$$

여기에서 f : 관의 마찰계수

L : 직관의 길이 m

D : 관의 내경 m

V : 관내평균속도 m/s

위식에서 관마찰계수 f 는 레이놀드 수와 관의 상대조도 ϵ/D 에 의하여 구해지는 것으로 moody선도를 이용하여 구할 수 있다. 관의 종류에 따른 절대조도 ϵ 는 표 1.1과 같다.

이 이외에 상온의 물배관에 있어서는 다음과 같은 Hazen-Williams 실험식도 자주 이용되고 있다.

$$h_f = 10.466 C^{-1.852} d^{4.8704} Q^{1.852} L$$

여기에서 h_f : 직관의 압력손실 [mAq]

C : Hazen-Williams계수

d : 관의 내경 [m]

a : 유량 [m^3/s]

Q : 배관길이 [m]

하젠윌리엄스상수 C는 관의 거칠기에 따른 값으로 아주 미끈한 직관은 140, 셋강관은 130, 오래된 강관은 100정도이다. 그러나 위의식은 상온이외에는 적용할 수 없으므로 온수의 각온도에서 통일적으로 이용할 수 없다.

표 1.1 관벽의 절대조도

관의 종류	절 대 조 도 ϵ [mm]
인발관 (동관등)	0.0015
염화비닐관, 폴리에틸렌	0.005
일반배관용스텐레스강관	0.005
일반배관용 탄소강관	0.045 ~ 0.15
아연도금 강관	0.15
압력배관용탄소강관(sch40)	0.1
*** 강관	0.5 ~ 1.0
*** 강관	1.0 ~ 3.0

이음쇠나 밸브 등에 의한 부차적손실은 위의 식(4)에서 $f \frac{L}{D}$ 대신 손실계수 C로 나타내며 다음식과 같다. 여기에서 C는 여러 이음쇠에 대한 손실을 나타낸다.

$$h_f = C \frac{V^2}{2g} \quad (5)$$

여러종류의 이음쇠에 대한 국부저항의 값을 얻는데 일반적으로 두가지 방법이 이용된다. 두가지 방법중 간단한 방법은 이음쇠의 종류에 따라, 크기와 레이놀즈수에 관계되는 손실계수의 간단한 값으로 나타내는 방법이다. 이방법은 결과 값의 차이가 크므로 정확도를 요구하지 않는시스템에 적용하며 표 1.2에 이 손실계수를 보여준다. 다른 한가지는 파이프 규격별로 완전한 난류마찰계수 f_t 값의 향으로 이음쇠에 대한 손실계수를 구하는 것이다. 이 방법은 파이프규격별로 계산할 수있으며, 자료가 이용가능한 경우에 위의 방법보다 더 적합하다.

앞에 방법들에 의하여 부차적 손실저항의 값을 구하고자 할 때에는 손실계수를 구한 후 속

도를 계산하여 압력손실을 구해야 하므로 계산상 복잡한 절차를 거쳐야 한다. 이러한 부차적 손실저항을 이것과 같은 압력손실을 가지는 같은 직경의 직관길이로 나타내는 방법이 있다. 이것을 국부저항의 상당길이라 하며 이음쇠류에 대한 압력손실을 쉽게 구할 수 있다.

표 1.2 이음쇠. 밸브류의 손실계수

이음쇠.밸브류의 종류	손실계수 C
표준 45도 엘보	0.35
장반경 45도 엘보	0.2
표준 90도 엘보	0.75
장반경 90도 엘보	0.45
180도 밴드	1.5
티 직통흐름	0.4
티 분기흐름	1.0
티 분기합류	1.5
유 니 온	0.04
게이트밸브 완전 열림	0.17
“ 3/4열림	0.9
“ 1/2열림	4.5
“ 1/4열림	24
글로우브밸브완전열림	6.4
“ 1/2열림	9.5
앵글밸브 완전열림	3.0
버터후라이밸브 $\theta=5^\circ$	0.24
10°	0.52
20°	1.54
40°	10.8
60°	118.0
스윙 체크밸브	2.0
디스크 체크밸브	10.0
후드 밸브	15.0
급수메타 (터빈휠)	6.0

2. 순환배관계

2. 1 배관계의 종류

- ① 직렬배관계 : 단일고가수조급수배관, 단일옥내소화전계통
- ② 병렬배관계 : 세대난방코일배관
- ③ 직병렬배관계 : 냉온수배관, 급수, 급탕, 스프링클러배관등



그림 1 직렬배관계

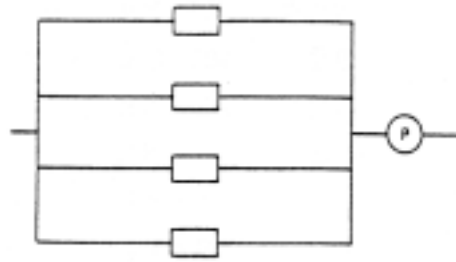


그림 2 병렬배관계

(1) 직렬배관계

그림1과 같은 직렬배관계는 다음과 같은 원리로 고려될 수 있다.

- 1) 배관계 입구와 출구와의 압력차는 각부분의 압력차의 합과 같다.

$$\Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4 \dots\dots \quad (6)$$

- 2) 배관계내의 각부분을 흐르는 유량은 동일하다.

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q_4 \quad (7)$$

(2) 병렬배관계

그림 2와 같은 병렬배관계는 다음 두가지 원리를 적용하여 해석학수 있다.

- 1) 공통의 입구 출구 가지관을 가진 경로에서 각 지관들의 압력강 하는 동일하다.

$$\Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4 \quad (8)$$

- 2) 총유량은 공통으로 분기된 배관들의 각 배관에서 흐르는 유량의 합이다.

$$Q_T = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 \quad (9)$$

병렬 시스템은 합산된 유량으로 동일한 압력강하를 고려하여 해석하고, 직렬 시스템은 동일한 유량으로 압력강하들을 누적하여 고려함으로써 해석된다.

병렬 배관계의 사례는 다음 두가지 경우로 대두된다.

- (1) 병렬관 전체에 걸친 압력강하가 주어지고 총유량을 구한다.
- (2) 총유량이 주어지고 병렬관 전체가 걸친 압력강하와 각 병렬관에서의 유량을 구한다.
- (3) 직병렬 배관계

앞서의 개념을 확대하여 좀 더 복잡한 직병렬 배관계에 대한 것을 고려할 수 있다. 직병렬배관계에 대한 대부분의 해석 방법은 루프와 마디에서 고안하였다. 루프는 밀폐경로의 모양을 한 직렬배관으로 정의를 하고 마디는 둘 또는 그이상의 배관이 연결되는 점으로 정의한다. 일반적으로 사용된 표시 규정은 배관에서 수두손실 h 는 루프둘레에서 시계반대방향으로의 흐름에 대하여 양으로 하고 마디로 향한 흐름이 양이다. 루프와 마디는 직병렬배관계에서 채용한 두 개념은 중요하다.

1. 마디에서 질량의 보존은 마디 a 에 대하여 $\sum_{\beta=1} \alpha_{a\beta} = 0$

즉 마디에서 질량을 축적하지 않는다.

2. 마디에서 압력은 한값이다. I번째 루프에서는 다음과 같다.

$$\sum_{i=1} h_i f_i = 0 \quad \text{즉, 루프에서의 압력강하의 합은 0이다.}$$

3. 펌프의 직병렬 운전특성

양정을 늘리거나 유량을 늘리기 위하여 펌프는 직렬이다 병렬로 운전하는 경우가 많이 있다. 직렬이다 병렬 펌프의 해석이나 선정은 직병렬 펌프배열에 대한 유효성능곡선을 이용하는 것이 매우 쉽다.

배관과 장치가 직렬인 직렬 펌프계는 각펌프를 통하여 흘러가는 유량은 같다. 그리고 수두의 총증가는 각펌프의 수두증가의 합이된다.

$$\text{유량} = Q, \quad \text{수두증가} = H_1 + H_2 + H_3 \quad (10)$$

배관과 장치가 병렬인 병렬펌프계는 각지시선에 흐르는 유량의 합이 총유량과 같다.

$$\text{총유량} = Q_1 + Q_2 \quad \text{이다.} \quad (11)$$

따라서 직렬 펌프계에서는 주어진 유량에서 수두를 합산하고, 병렬 펌프계에서는 주어진 수두에서 유량을 더한다. 이 간단한 개념이 직병렬계의 펌프조합에 상당하는 H-Q곡선으로 바꾸는데 필요한 전부이다.

3. 1 2펌프에 대한 직병렬의 4가지 경우

(1) 직렬계에서 동일한 성능을 가진 2펌프(그림3)

동일 유량에서 수두를 더하여 구함

(2) 직렬계에서 다른 성능을 가진 2펌프(그림4)

동일 유량에서 수두를 더하여 구함

(3) 병렬계에서 동일한 성능을 가진 2펌프(그림5)

동일 수두에서 유량을 더함

(4) 병렬계에서 다른 성능을 가진 2펌프(그림6)

동일 수두에서 유량을 더함

네 번째 경우인 다른 규격의 병렬펌프계에 있어서 낮은 shutoff수두를 가진 펌프는 큰 펌프의 수두가 낮은 즉 shutoff head 아래로 감소될 때까지 동작을 가져오지 못한다.

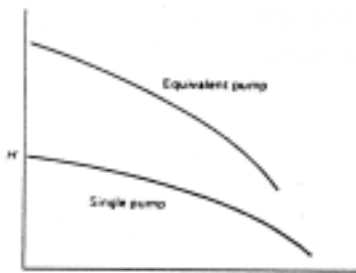


그림 3 동일펌프 직렬배열

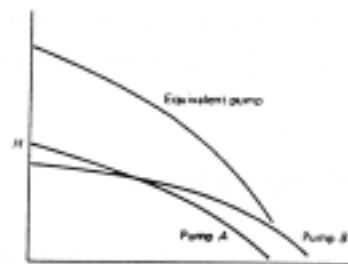


그림 4 다른펌프 직렬배열

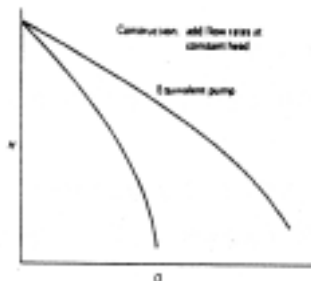


그림 5 동일펌프 병렬배열

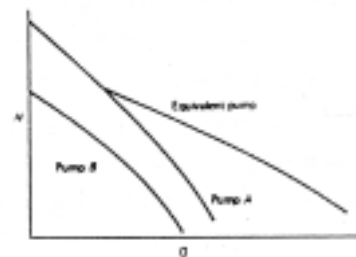


그림 6 다른펌프 병렬배열

4. 배관계에서의 펌프운전

냉난방설비를 위한 순환펌프로는 주로 볼류트펌프가 사용되고 표준형 중에서 선정되므로 배관계의 설계에서 요구되는 유량이나 양정에 완전하게 합치되는 성능을 가진 것은 거의 없다고 볼 수 있다. 만약 있다 하더라도 설계양정과 실제 배관저항과는 차이가 있으므로 실제유량은 설계값과 일치하지 않는다. 이 실제유량은 펌프의 성능곡선과 배관계의 저항곡선인 시스템곡선과의 교점으로 구해진다.

배관계의 저항은 아래식과 같이 유량의 제곱에 비례한다고 볼 수 있으므로 이 시스템곡선은 원점 또는 정수두에 상당하는 점을 통과하는 포물선이 되며, 또한 어떤 수량 Q_1 이 흐를 때의 관로저항이 H_1 이라면 임의의 수량 Q_2 가 흐를 때의 관로저항 H_2 는 밑폐계에서는 다음식으로 구할 수 있다.

$$H_2 = (Q_2 / Q_1)^2 H_1 \quad (12)$$

4. 1 저항이 다른 관로에서의 직렬송수

그림 7과 같이 밑폐 배관계에 있어서 관로A의 저항이 R_A , 관로B의 저항이 R_B 이고 이것을 직렬로 접속할 때 이 배관계의 합성저항은 동일유량에서의 양쪽의 양정을 가한 것으로 되며, 이 시스템곡선 OR과 펌프의 특성곡선과 교점S가 운전점으로 된다. 이것은 토출변 또는 이방변에 의한 유량조절에도 응용이 가능하다.

지금 배관계 전체의 저항을 R_B 로 하고 토출밸브 또는 이방변을 교축할 때의 저항을 R_A 로 하면 처음에 밸브를 전개하여 S_B 로 있던 운전점이 밸브가 교축함에 따라 S점으로 변화하게 된다고 생각할 수 있다. 이때 H 와 H_B 사이의 길이가 밸브저항에 상당하고 O와 H_A 사이의 길이와 같다.

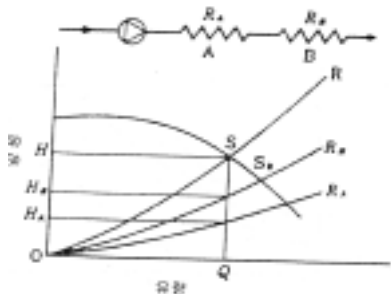


그림 7 직렬송수

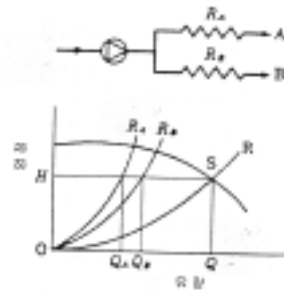


그림 8 병렬송수

4. 2 저항이 다른 관로에의 병렬송수

그림 8과 같이 관로A의 저항이 R_A , 관로B의 저항이 R_B 로서 이것을 병렬로 연결할 때 이 배관계의 합성저항은 동일양정에서의 양자의 유량을 가산한 것으로 되고 OR로 나타내어진다. 이 OR과 펌프의 특성곡선이 만나는 교점S가 운전점으로 되고 이점을 지나 횡축에 평행한 선과 R_A , R_B 의 교점이 각각의 관로A와 B의 유량 Q_A 와 Q_B 를 나타낸다. 병렬관로에서 펌프의 양정을 선정할 때 보통 가장 저항이 많은 관로의 저항으로 결정하고 있다.

그러나 병렬 관로가 완전하게 밸런스되지 못하므로 그 실제의 운전점은 그림 8과 같이 오른쪽으로 이행하므로 저항이 큰 관로A에서는 설계유량보다 적게 흐르고, 저항이 작은 관로B에서는 설계유량보다 많이 흐르게 되며 펌프유량은 설계유량보다 증가한다.

이때 만일 펌프성능곡선이 비교적 완만하면 급경사한 성능을 갖는 펌프를 선정한 경우보다 총유량이 많게 되며, 이에 따라 A에 흐르는 유량감소분이 적게 되어 A관로의 유량확보는 용이하게 된다.

4. 3 한 대의 펌프로 둘 이상의 다른 레벨로 펌핑할 때

분지점에서 두레벨에 대한 배관에서의 압력은 같아야 한다. 그리고 두 수조의 자유표면에서는 대기압이다.

그러면 분지점 이후의 두 배관에서의 압력강하는 같다. 분지점에서의 총유량은 각 분지배관의 각 유량의 합이다. 따라서 분지배관들은 병렬로서 작용한다. 즉 유량은 일정수두에서 가산된다. 실제적으로 시스템은 펌프를 포함하고 있는 단일배관인 직렬배관과 병렬의 두 배관을 포함하고 있다.

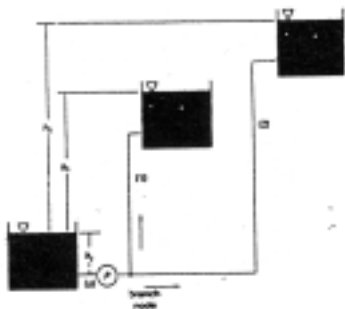


그림 9 다른수위에서의 계통도

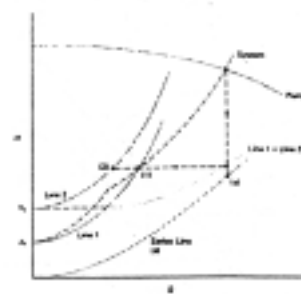


그림 10 운전특성곡선

계와 펌프의 운전점은 앞의 특성 등을 이용하여 그림 10에서와 같이 그래프에서 찾을 수 있다. 두 분기 배관의 실제계의 특성을 알기 위하여는 병렬계의 두 대의 다른 펌프에 대한 실제 펌프특성을 알기위한 것과 같은 동일한 규칙을 적용한다.

저수위쪽으로 펌핑하기위하여는 분기점에서 충분한 수두가 준비되지 않은 한 흐름은 일어나지 않는다. 낮은 수조로 펌핑을 하기에 충분한 수두가 된다고 하여도 분기점에서 높은 수조로 펌핑하기위한 충분한 수두가 준비될 때 가지는 높은 수조로의 흐름은 일어나지 않는다. 이것은 병렬계의 유사하지 않은 펌프에서 나타나는 것과 같다.

라인1과 라인2는 각분지관의 특성이다. 라인1+라인2는 병렬계 배관의 특성이다.

전체계의 특성은 동일한 유량에서 1+2와 직렬계의 나타난 요소를 더함으로 얻을 수 있다.

이 계의 운전점은 계와 펌프곡선의 교차점이다.

4. 4 펌프의 과대선정

펌프의 규격을 선정하면서 대개의 경우 설계계산된 유량과 양정에 여유율을 가산하여 설계규격을 결정한다. 발주과정에서 제조업체는 용량부족 등의 안전성을 고려하여 제시된 규격보다 더 큰 용량으로 제작되는 경우도 발생하게 된다. 이에 따라 당초의 운전하게 되는 경우가 발생하므로 에너지의 낭비를 초래하게 된다. 그림 11에 이에 대한 선정점들을 보여주고 있다.

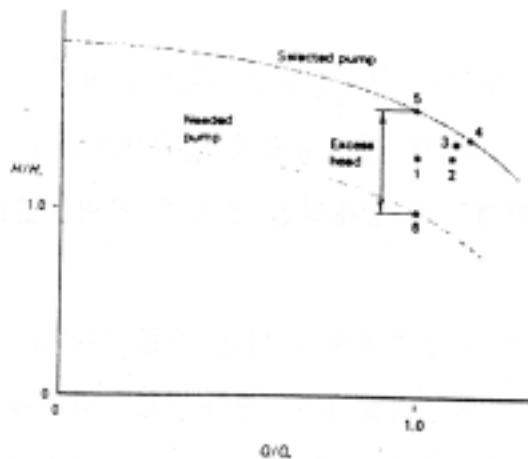


그림 11 펌프의 과대선정

5. 배관계의 압력분포

냉온수 배관계에서는 압력분포상태에 따라 성능에 영향을 주는 경우가 발생한다. 이에 따라 시스템내의 압력유지가 필요하게 되며 그 이유는 다음과 같다.

1) 운전중 배관계내가 대기압이하로 되는 개소가 있으면 접속부등으로 부터 공기의 흡입이 일어날 우려가 있고, 운전에 의하여 발생한 기포의 배출도 용이하지 않으므로 순환불량의 원인이 되는 공기 포켓의 발생이나 소음 및 관내부식의 원인이 된다.

2) 운전중 수온에 상당하는 포화증기압력이상으로 유지하지 않으면 순환수의 비등등으로 워터햄머나 펌프에서의 캐비테이션을 일으키는 경우가 있다.

3) 펌프운전에 의하여 배관계 각부분의 압력이 변동을 하므로 열원기기, 방열기기, 그외 배관 각부분의 내압상 지장을 일으킬 우려가 있다.

4) 수온변화에 의한 체적팽창, 수축에 의하여 위와 같이 각부분에 이상압력을 미칠 우려가 있다.

위와 같은 이유로 배관계를 계획할 때 운전중에 발생하는 각부분의 최소유지압력과 최고용압력을 어떻게 하는가에 있어서 신중한 검토가 필요하다. 보통 이러한 압력유지에는 각종의 팽창탱크가 이용되고 있다.

5. 1 팽창탱크의 위치와 배관계의 압력상태

펌프를 운전하면 배관계 각부분의 압력이 정지중과는 다르게 변화한다. 밀폐배관계에 온수순환펌프와 팽창탱크를 설치한 시스템일때 팽창탱크의 접속개소를 기준으로 하여 압력변화를 구하지만 그의 접속개수와 순환펌프의 상대적인 위치가 압력분포를 결정하는 요소가 된다.

그림 12에 팽창탱크와 온수순환펌프의 설치위치가 다른 예를 나타내고 그림 13에는 팽창탱크의 종류에 따른 접속지점에서의 압력상태를 보여 준다. 어느 경우에 있어서나 팽창탱크의 접속점에서의 압력은 펌프가 운전중이거나 정지중일 때라도 변하지 않는다.

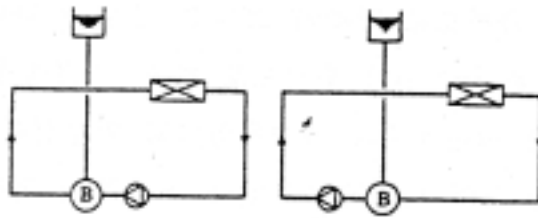


그림 12 팽창탱크와 순환펌프의 위치관계

그림 12의 (a)경우 펌프를 운전하면 배관내의 압력은 접속점에서 펌프의 흡입측에 다다른 부분에는 흡입측까지의 마찰손실에 상당하는 만큼 정수두보다 감소한다. 따라서 이방식은 팽창탱크의 설치 높이에 주의하고, 공기의 흡입이나 캐비테이션을 일으키지 않도록 할 필요가 있다. 또한 펌프의 양정도 배관계내의 필요최저압력을 유지하는 범위내로 유지하여야 한다.

그림 12의 (b)경우는 펌프운전에 의하여 토출측에서 접속점에 다다른 부분의 배관계의 압력은 접속점까지의 마찰손실에 상당하는 만큼 정수두보다 상승한다. 따라서 이방식은 운전중의 최고압력에 있어서 주의하여야 하고, 이것이 기기 등의 내압허용범위를 넘지않도록 주의하여야한다.

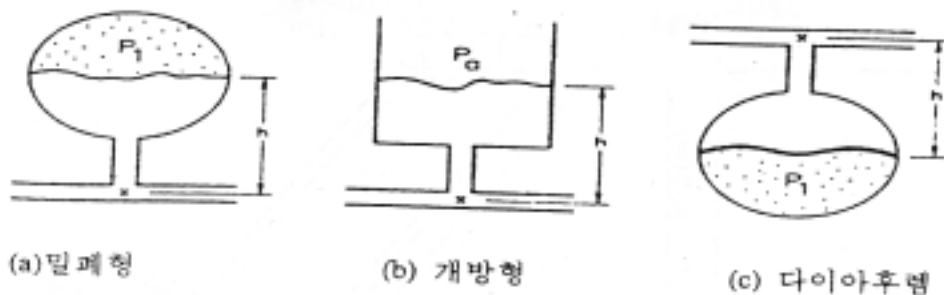


그림 13 팽창탱크 접속지점의 압력

5. 2 압력분포선도

앞에서 같은 배관계내의 압력분포는 압력분포선도를 이용하여 용이하게 검토.해석할 수 있다. 이선도를 이용하여 운전시의 압력분포는 물론 펌프의 내압이나 기기류.배관.변류 등의

소요내압도 용이하게 구할 수 있게되며, 준공후에 압력밸런스확인에서 압력계를 필요개소에 부착하여 선도를 수정하면 정확한 상황을 파악할 수 있게 된다.

관내 압력분포선도를 작성하는 요령은 다음과 같다. 그림 14는 복관식 난방배관방식으로 왼쪽에 배관계통도를 높이의 축척으로 맞추어 그리고, 오른쪽 관내 압력분포선도를 배치한다. 압력분포선도에서 세로축을 높이 m 의 축척으로 하고, 가로축을 정수두압력 mAq 의 축척으로 하여 동일길이를 취하면 배관계내의 정수두압력의 기준선은 세로축의 팽창탱크 수면 높이 지점에서 45도 경사선을 그어 나타낼 수 있다. 세로축에 팽창탱크의 수면위치를 잡고 그점에서 45도 사선을 파선으로 그리고, 팽창탱크의 팽창관과 배관계와 만나는 점0점의 수평선과 45도 경사선과의 만나는 점을 0'라 하고 이점을 기준점으로 하여 작도를 시작한다. 이점에서의 수두압력은 팽창탱크 높이에 따라서 결정되며 운전중에도 변하지 않는다. 0점을 지나 펌프에 의하여 가압이 1'에서 2'까지 만큼 관내압력은 상승한다. 펌프의 토출측에서 부터 다시 0점으로 돌아올 때까지 각 구간에서는 배관의 주손실과 부차적 손실만큼 압력의 강하가 일어나므로 이 값을 고려하여 선도를 그린다.

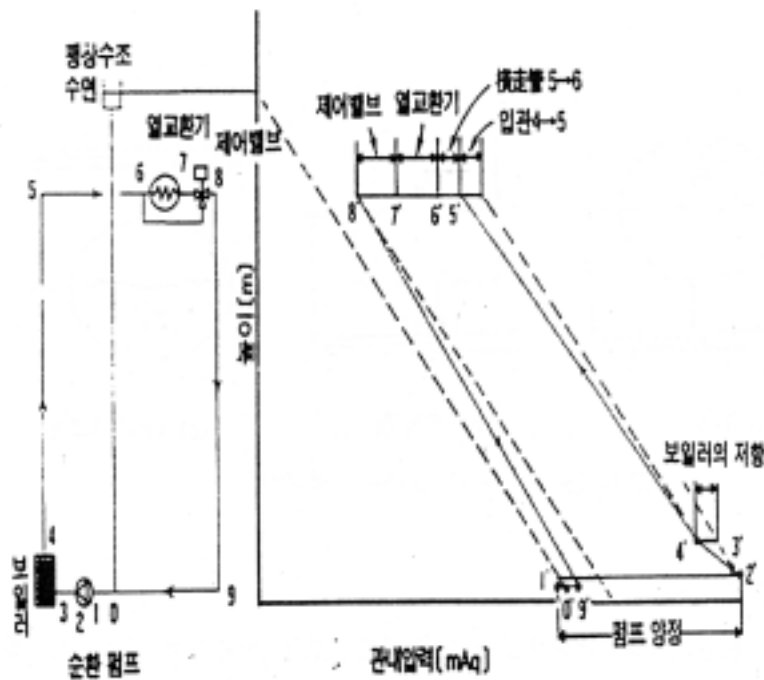


그림 14 압력분포선도 예