

Air-Valve가 設置된 冷却水管系の 流體過渡現象 解析

趙 慶 鎬

Fluid Transient Analysis on Cooling
Water Piping System with Air-Valve

Cho Kyung-ho

Summary

Air-valve mounted on the top of the condenser box in cooling water system has been analyzed numerically so as to get results which will be compared with future field data.

As a result, the residual air exists in the water box although fluid transient phenomena have vanished. And, the more negative the air-valve setting pressure is, the less the amount of the residual air is.

Through this study, it might be concluded that it is necessary to establish a method how to analyze quantitatively the mal-effects of the residual air on the thermohydraulic system characteristics.

序 論

배관계의 유체 과도현상 중 과도한 저압발생을 방지하기 위해 사용되는 air-valve는 주로 배관계에서 저압발생이 가장 우려되는 위치에 설치된다. 발전소

의 냉각수 관계에선 이에 해당되는 위치가 condenser water box 상단으로, 여기에 air-valve를 설치한다. 그런데 이 부분의 배관 내압은, siphon 효과에 따른 냉각수 펌프의 양정설정 및 운전효율 증대 등을 위한 이유로, 정상운전 상태에서도 대기압보다 다소 낮게 설계되어 있다.

理工大學 專任講師

본고에선 정상운전시 負壓을 받고 있는 condenser water box 상단에 설치된 air-valve의 수력학적 거동특성을 수치 해석적으로 예측하여, 향후 얻어질 실제 발전소의 field data와 비교할 자료들을 얻고자 한다.

理論的背景 및 數值解法

1. Air-Valve을 통한 空氣 流出入量

Air-valve를 통한 공기 유출입 과정은 single-phase의 isentropic flow로 가정하여 趙(1987)에서 이용한 nozzle flow에 관한 식을 air-valve의 setting pressure를 고려하여 다음과 같이 수정, 사용하였다 (figure 1 참조)

- $0 < p < 0.528 P_0$ 일 때

$$\dot{m} = 0.686 Cd \cdot A \cdot P_0 / \sqrt{RT_0}$$

- $0.528 P_0 < P < P_{set}$ 일 때

$$\dot{m} = Cd \cdot A \cdot P_0 / \sqrt{RT_0} \cdot \sqrt{2C_p T_0 \left[\left(\frac{P}{P_0} \right)^{2/r} - \left(\frac{P}{P_0} \right)^{r+1/r} \right]}$$

- $P_{set} < P < P_0$ 일 때

$$\dot{m} = 0$$

- $P_0 < P < 1.894 P_0$ 일 때

$$\dot{m} = - Cd \cdot A \cdot P / \sqrt{RT} \cdot \sqrt{2C_p T \left[\left(\frac{P_0}{P} \right)^{2/r} - \left(\frac{P_0}{P} \right)^{r+1/r} \right]}$$

- $P > 1.894 P_0$ 일 때

$$\dot{m} = - 0.686 Cd \cdot A \cdot P / \sqrt{RT}$$

여기서, \dot{m} = air mass flow rate, Cd = 토출계수, A = air-valve의 단면적, P = 배관내의 절대압력, P_0 = 대기의 절대압력, T = 배관내 절대온도, T_0 = 대기의 절대온도, R = 기체상수, C_p = 공기의 정압비열, $r = C_p / C_v$, C_v = 공기의 정적비열, P_{set} = air-valve의 setting pressure이다.

2. 配管内 流體 流動式 및 空氣의 狀態 方程式

배관내의 유체 유동은 비압축성 1차원 유동으로 생각하여 그 운동 방정식과 연속 방정식은 다음과 같다 (Wattes, 1979).

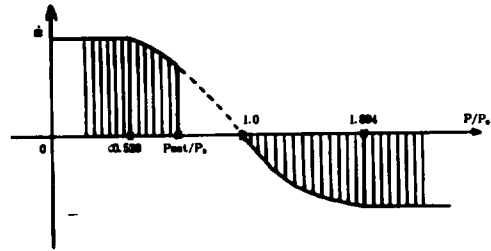


Fig. 1. Mass flow rate of air through air-valve having negative setting pressure P_{set} .

$$L_1 = gHx + V_t + f/2DV \cdot |V| = 0 \quad (1)$$

$$L_2 = H_t + a^2/g \cdot Vx = 0$$

여기서, H = 압력수두, V = 유속, g = 중력가속도, f = 마찰계수, D = 관경, a = 압력파의 전파속도이고, 첨자 x 및 t 는 각각 배관의 길이 방향 및 시간에 대한 편미분을 뜻한다.

Air-valve를 통해 배관내로 유입된 공기는 그 때의 배관내의 절대압력(P) 및 절대온도(T)에 따라 일반적인 기체의 상태방정식

$$P \cdot Vol = mRT \quad (2)$$

을 따른다고 가정한다. 이 때 Vol = 유입된 공기의 체적, m = 유입공기의 전체질량이다.

3. 數值解法

본고의 전산작업을 위해 사용된 유한차분방정식들은 위의 식(1)을 널리 알려져 있는 MOC法(Method of Characteristics)으로 rectangular grid를 사용하여 각 pipe마다 다음과 같이 변환하여 이용하였다.

$$C^+; HP(i, j) = HCP - B(i) * QP(i, j) \quad (3)$$

$$C^-; HP(i, j) = HCM + B(i) * QP(i, j)$$

$$HCP = H(i, j-1) + B(i) * Q(i, j-1) - R(i) * Q(i, j-1) * |Q(i, j-1)|$$

$$HCM = H(i, j+1) - B(i) * Q(i, j+1) + R(i) * Q(i, j+1) * |Q(i, j+1)|$$

$$B(i) = a(i) / g \cdot A(i)$$

$$R(i) = f(i) * \Delta x(i) / (2g * D(i) * A(i) * A(i))$$

여기서, $HP(i, j)$, $QP(i, j)$ 는 각각 i 번째 pipe의 j 번째 node에서 시간 $t = t + \Delta t$ 에서 구하고자 하는

압력수두 및 유량이고, $H(i, j)$, $Q(i, j)$ 는 시간 t 에
 서의 既知의 압력수두 및 유량이다.

이 때 사용된 rectangular grid는

$$\Delta x(i) = a(i) * \Delta t \tag{4}$$

$$L(i) / \Delta x(i) = \text{integer}$$

를 만족시키도록 i 번째의 pipe길이 $L(i)$ 를 통과하
 는 압력파의 전달속도 a 를 적절히 조절하여 수정된
 $a(i)$ 를 이용하였다. 참고로, a 의 초기 입력치는
 1000 m/sec 였으나 실제 해석에 이용된 $a(i)$ 값은
 980~1100(m/sec) 였다.

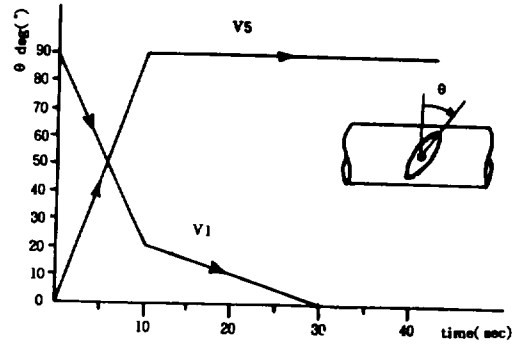


Fig. 2. Valve operation mode for V1 & V5

解析例

1. 해석 Model의 System 構成 및 運轉概要

Figure 3은 본고에서 선택한 sample model로
 Iraq 소재의 AL-MUSSAIB Thermal &

Desalination Power Plant의 cooling water system
 의 개략도로서, turbine에서 일을 마치고 팽창한 증
 기를 응축시키는데 필요한 냉각수를 海水(sea water)
 로 공급하는 system이다. 정격운전時は 한 unit 당
 두대의 cooling water pump를 사용하여 condenser
 에서 필요로 하는 해수를 공급하나, 유사시 두 unit에

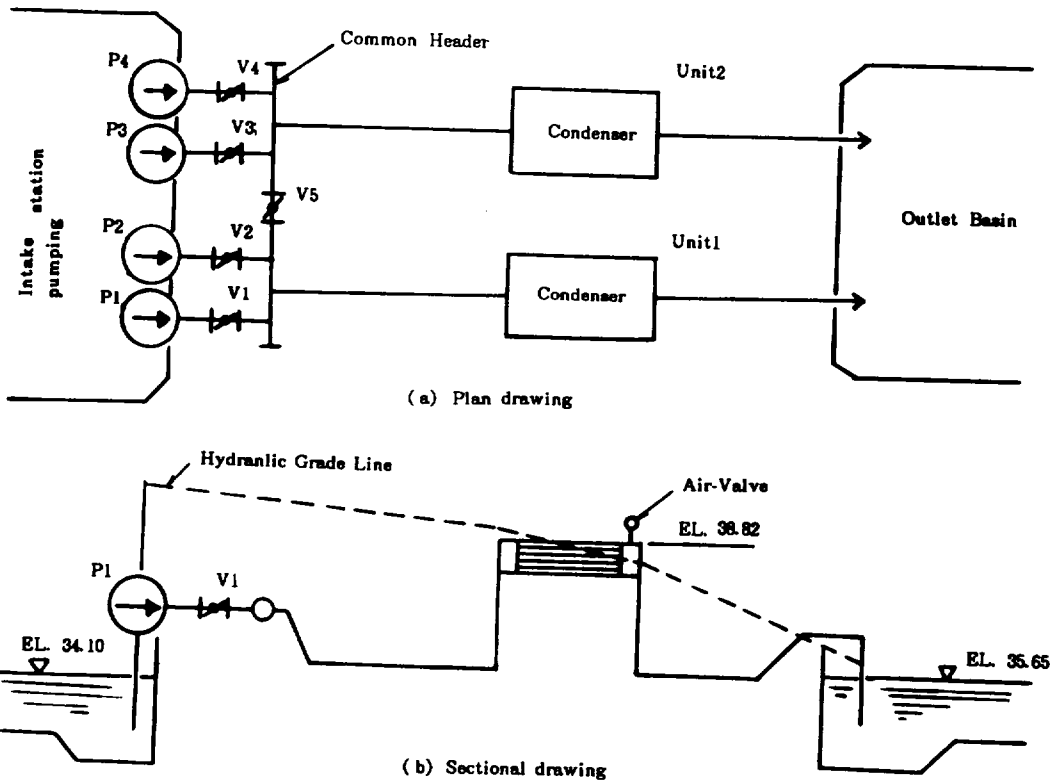


Fig. 3. Schematic diagram for AL-MUSSAIB CWS

필요한 냉각수를 3台的 펌프로 공급할 수 있도록 설계되어 있다. 즉, 정상운전 중에는 common header의 valve v5는 닫혀 있으나, 예를 들어 펌프 p1이 trip되면 valve v1를 닫고 v5를 열어 unit 1에 요구되는 최소유량 공급을 위해 p2, p3, p4에서의 토출유량으로 이를 해결하고자 하는 설계개념이다.

2. Air-Valve의 設置 및 諸元

통상적으로 air-valve의 설치 위치는 system에서 저압발생이 가장 우려되는 곳으로 condenser cooling water system에서는 이에 해당하는 곳이 condenser water box 상단이다.

따라서, 본고의 numerical experiment를 위해 condenser water box 상단에 다음과 같은 재원의 air valve를 설치하는 것으로 가정하여, 상기 1.의 운전개요에 따른 유체과도 현상에 대해 수치해석을 수행하였다.

- Specification of Air-valve

- diameter; 1 inch
- discharge coeff.;
- Cd= 0.65 for in-flow
- Cd= 0.95 for out-flow
- setting press.;
- Pset= - 7.5, - 10.5, - 12.5, - 15.0 ft-water above atmospheric press.
- elevation.; 38.82 meter above reference datum
- flow characteristics; corresponding to figure 1.

3. Pump Trip 및 Valve Operation Modes.

본고 해석에서 사용된 펌프 p1, p2, p3 및 p4의 운전 조건과 valve v1, v2, v3, v4 및 v5의 개폐방법은 다음과 같이 가정하였다.

시간 $t \leq 0$ sec인 초기상태인 모든 펌프들은 정격 운전 상태에 있고, $t=0$ sec인 순간부터 p1만이 trip을 시작한다. 또한 과도상태에서의 모든 펌프들의 운

전상태는 Suter curve로 알려진 homologous 펌프 특성 곡선(Wylie and Streeter, 1978)을 따른다.

Valve v1~v4는 초기상태에는 모두 full open 상태였다가 펌프 p1의 trip과 동시에 v1만이 figure 2와 같이 닫히기 시작하고, valve v5는 처음에는 full closed 상태였다가 figure 2처럼 열리기 시작한다.

解析結果 및 考察

1. 펌프 回轉數 變化

Figure 4는 p1의 회전수의 시간에 따른 변화를 보여준다. 대략 펌프 trip 후 7.5 sec 지나서 역회전이 시작되어 최대 -110rpm의 역회전이 예상된다. 본 펌프의 제작자(EBARA, 1984)가 펌프 impeller 보호를 위해 허용하는 최대 역회전량이 -540rpm(정격 회전수: 423 rpm)임에 비하면 본 해석에 적용된 펌프 p1의 운전은 안전상태에 있다고 사료된다.

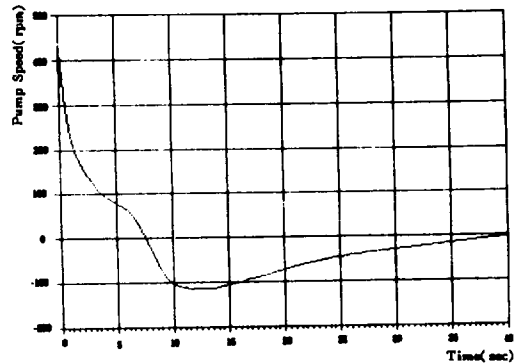


Fig. 4. Pump RPM changes after trip

2. 펌프를 통한 逆流

Figure 5는 펌프 p1의 토출유량을 나타낸다. 대략 $t=5$ sec부터 시작된 역류가 $t=30$ sec 즉, valve v1이 완전히 닫힐 때까지 계속되고 있음을 보인다. 최대 역류량은 대략 $-9000\text{m}^3/\text{hr}$ 로 펌프 제작자가 허용하는 $-38000\text{m}^3/\text{hr}$ 보다 훨씬 작다.

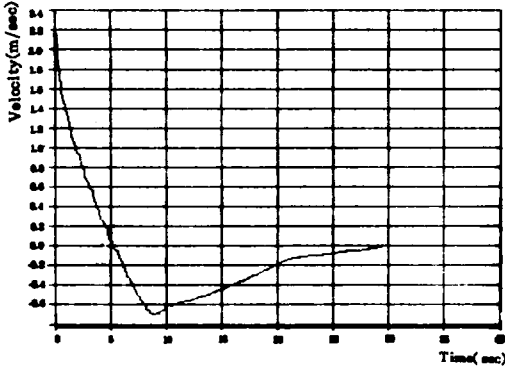


Fig. 5. Discharge velocity of pump P1

3. Air-Valve

Figure 6은 setting pressure (Pset) 를 -7.5, -10.0, -12.5 - 15.0 ft-water로 변화시킨 경우에 대한 유입된 공기의 체적변화를 보인다. Pset를 저압으로 할수록 공기의 유출입량이 적어지고, Pset = -15.0 ft-water인 경우는 공기의 유출입이 전혀 없었음을 보인다. 이는 air-valve를 설치하지 않은 경우와 동일한 수력학적 거동을 의미하여 air-valve의 설치의의가 없어짐을 뜻한다.

System 內 잔류 공기량이 크면 클수록 펌프의 power consumption이 증가하고, 냉각수 유량이 줄어, condenser의 열교환 효율이 저하되는 등, 열수력학적 견지에서 바람직하지 못한 현상들이 야기된다.

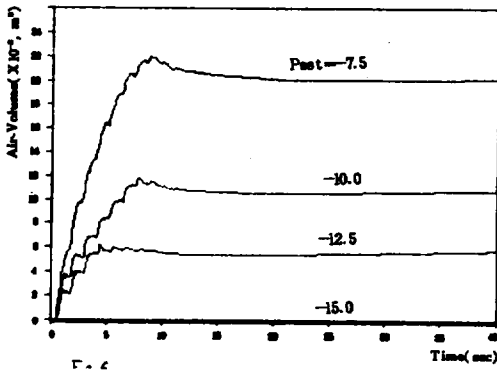


Fig. 6. Air volume in condenser water box for various setting press of air-valve

하지만, 현 시점에서 상기 air 잔류량이 system에 미치는 危害요소에 대한 정량적 분석기법이 全無한 실정으로, 향후 이 문제에 대한 보다 깊이 있는 연구 진전이 요망된다.

4. Pressure History

Figure 7은 Figure 8에 나타난 주요 node no. (37, 1), (11, 1), (2, 1) 및 (36, 1)에서의 압력수두 변화를 보여준다. H(2,1)의 변화는 pl trip 직후는 pl의 영향을 주로 받아 압력이 감소하다가 header valve v5가 어느 정도 열림에 따라 펌프 p2, p3 및 p4의 영향으로 다시 압력이 상승하여 정상상태(steady-state)로 됨을 뜻한다. 펌프 p2의 토출압력 H(36,1)은 p2가 초기 정격운전상태(rated operating condition)로부터 조금 감소된 토출압력으로 운전되고 있음을 보인다.

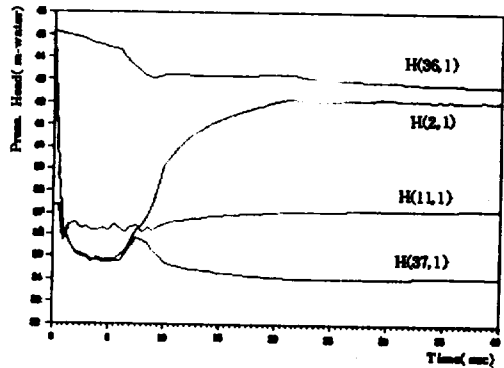


Fig. 7. Pressure history at various node points

摘要

趙(1987)로 개발된 air-valve 해석 module을 현재 건설 중인 발전소의 냉각수관계에 적용시켜 그 수력학적 거동특성을 수치적으로 해석하였다. 그 결과 condenser water box 內에 잔류 air량이 나타나고

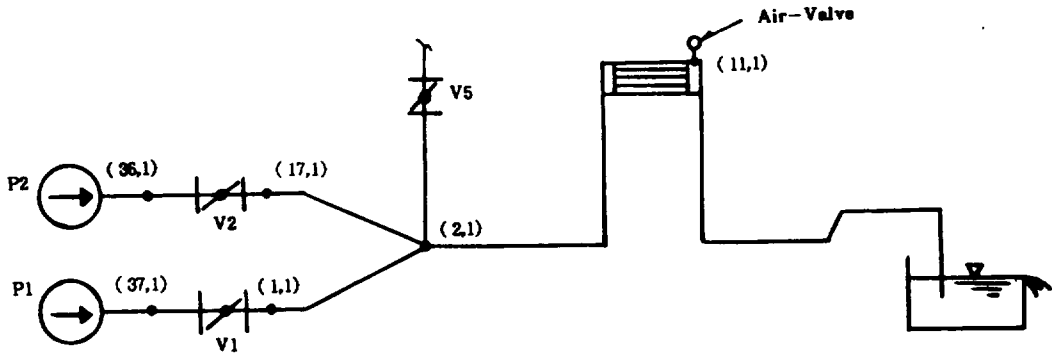


Fig. 8. Node numbers corresponding to figure 7.

그 값은 air-valve의 setting pressure가 저압일수록 작아짐을 보였다.

이러한 연구결과는 향후 同 발전소의 시운전 단계

에서 얻어지게 될 plant field data를 통해 검증될 수 있을 것이다.

引用文獻

趙慶鎭, 1987. "Air-Valve에 對한 研究" 濟州大學校 論文集 (자연과학편) 25: 105~111.
 Ebara Co., 1984. "Technical Proposal of Circulating water Pumps for AL-MUSSAIB Thermal Power Station" proposal No. TY-211502 Rev. 7 Sep-29, 1984, EBARA Co.,

TOKYO, Japan.
 Watters, G.Z., 1979. "Modern Analysis and Control of Unsteady Flow in Pipelines," p. 43~105, Ann Arbor, USA.
 Wyile E. B., V. L. Streeter, 1978. "Fluid Transients" p. 102~117, McGraw-Hill, USA