

수충격 완화용 공기 챔버의 설계 및 성능 예측에 관한 연구

Design and Performance Prediction of an Air Chamber for Reduction of Water Hammering

강 신 형*, 류 해 성**, 박 민 서**
S. H. Kang , H. S. Ryu , M. S. Park

Key Words : Water Hammering(수충격현상), Air Chamber(공기 챔버)

ABSTRACT

A computer program was developed for the prediction of transient flow in a water supply system, where an air chamber is installed to reduce the water hammering. The governing equations based on a characteristic method are solved using a finite difference method. A design process of an air chamber is shown in the present paper considering the effects of the initial air volume and the discharge coefficients of the orifice on the total volume and over-all performance of the chamber.

기 호 설 명

<p>A : 파이프의 단면적</p> <p>A_n : 오리피스 단면적</p> <p>a : 음속</p> <p>C_o, C_m : 유출, 유입 유량계수</p> <p>D : 파이프 직경</p> <p>f : 파이프의 마찰저항계수</p> <p>GR^2 : 회전 관성 모멘트</p> <p>g : 중력 가속도</p> <p>$H(x, t)$: 관로 내의 수두</p> <p>H_{atm} : 대기압</p> <p>H_p : 펌프 수두</p>	<p>H_s : 상류 저수조 수두</p> <p>H_l : 챔버 내의 수두</p> <p>H_1 : 파이프 상류 끝 수두</p> <p>L : 파이프의 길이</p> <p>N : 펌프의 회전수(r.p.m.)</p> <p>N_p : 펌프의 수효</p> <p>N_{st} : 펌프의 단수</p> <p>n : 공기의 폴리트로픽 지수</p> <p>$p(x, t)$: 관로 내의 압력</p> <p>$Q(x, t)$: 관로 내의 유량</p> <p>Q_o : 오리피스 유출 유량</p> <p>Q_p : 펌프 유량</p> <p>T_p : 펌프 축의 토크</p>
---	--

* 정회원, 서울대학교 기계공학과
** 정회원, 장한기술산업(주)

- $V(x, t)$: 관로 내의 유속
- V_i : 챔버 내의 공기 체적
- V_1 : 파이프 상류 끝에서 유속
- x, t : 관로를 따른 거리 및 시간
- Z : 관로의 수직 위치
- (회랍자)
- α : 관로의 경사 각도
- ω : 펌프의 회전 각속도

1. 서 론

펌프가 가압장, 정수장, 플랜트 등에 설치되어 운전하고 있을때, 사고 또는 의도적으로 운전이 급격히 중지되거나, 운전 상태가 변하는 경우 시스템 내에는 과도현상이 발생한다. 이때 심한 압력파가 발생하고, 이에 의해 파이프, 펌프 및 부대 설비에 심한 충격이 가해지고, 경우에 따라서는 시스템의 손상이 예상된다. 이러한 불필요한 과도현상을 완화 시키기 위해서는 적절한 완화 장치를 설계, 설치 하여야 한다. 이러한 완화장치 중 많이 사용되는 것이 공기 챔버이다. 공기 챔버를 적절하게 설계하지 않으면 필요한 이상으로 많은 시설 및 운영 경비를 부담해야 하는 경우도 있고, 설치된 장치가 필요한 성능을 발휘하지 못하는 경우도 있다. 공기 챔버의 설계 방법 및 성능 예측 방법은 이미 잘 알려져 있고⁽¹⁾, 설계를 위해서 상업적으로 판매되는 범용 컴퓨터 프로그램⁽²⁾도 사용되고 있다. 그러나 이러한 범용 프로그램은 가격이 비싸고, 구조가 매우 복잡하기 때문에 고도로 훈련된 엔지니어가 아니면 쉽게 사용하기가 어렵고, 또한 대형 컴퓨터가 필요하다. 따라서 전문 설계자를 위해서 소형 퍼스컴에서 쉽고, 빠르고, 경제적으로 설계자료를 확보할 수 있는 전용 프로그램의 작성이 필요하다.

본 연구에서는 이택식·강신형⁽³⁾, 강신형 등⁽⁴⁾, 강신형⁽⁵⁾의 연구를 토대로 수충격 완화용 공기 챔버의 설계 및 성능예측을 위한 프로그램을 개발하였다. 이를 이용하여 공기 챔버의 초기 공기체적과 오리피스 유량계수가 최종 챔버의 체적 및 시스템의 과도 현상에 어떠한 영향을 미치는가를 연구하였다.

2. 기본 방정식 및 경계조건

2.1 기본 방정식

관로 내의 수격현상의 해석을 위한 지배방정식은 일반적인 유동해석과 마찬가지로 운동량 방정식과 연속 방정식에서 구하며, 공간에 대해서는 1차원으로 생각함이 보편적이다. 보통 관로 내의 압력 $p(x, t)$ 와 평균유속 $V(x, t)$ 변수로 하기도 하고, 피에조 수두 $H(x, t)$ 와 유량 $Q(x, t)$ 를 사용하기도 한다. 이들에 대한 지배방정식은 다음과 같다⁽¹⁾.

$$gH_x + VV_x + V_i + \frac{fV^2}{2D} = 0 \dots\dots\dots(1)$$

$$VH_x + H_t - Vsina + \frac{a^2}{g} V_x = 0 \dots\dots\dots(2)$$

여기서 f 는 Darcy-Weisbach의 마찰저항계수이고, a 는 관로 내의 파의 전파속도이고, α 는 관로의 경사도이다. 또 D 는 파이프의 직경이다. 위 방정식은 특성곡선법(characteristic method)에 의하여 다음의 방정식으로 변환할 수 있다⁽¹⁾.

C^+ 특성 곡선

$$\frac{dx}{dt} = V + a \dots\dots\dots(3)$$

$$\frac{g}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dV}{dt} - \frac{g}{a} Vsina + \frac{fV^2}{2D} = 0 \dots\dots\dots(4)$$

C^- 특성 곡선

$$\frac{dx}{dt} = V - a \dots\dots\dots(5)$$

$$-\frac{g}{a} \frac{dH}{dt} + \frac{dV}{dt} + \frac{g}{a} Vsina + \frac{fV^2}{2D} = 0 \dots\dots\dots(6)$$

위 방정식은 유한 차분식으로 변환하여 수치 해석되고, 정상운전 상태의 조건과 적절한 경

계조건을 사용하여 해를 구할 수 있다^(1, 2, 5).

2.2 경계조건

일반적인 수력 시스템에서 사용되는 경계조건은 매우 다양하다⁽¹⁾. 자세한 내용은 본 논문에서 생략하고, 주로 Fig. 1에 나타낸 바와 같이, 병렬로 설치된 N_p 대의 펌프, 역류 시 순간적으로 폐쇄되는 체크밸브, 단순 오리피스로 연결된 공기 챔버로 구성된 경우에 대하여 정리한다. 펌프의 성능은 다음과 같이 무차원 성능곡선으로 나타낼 수 있다고 본다.

$$\frac{H_p}{N^2} = f\left(\frac{Q_p}{N}\right) \dots\dots\dots (7)$$

여기서 H_p 는 펌프의 양정, Q_p 는 유량, N 는 회전수이다. 정전시 펌프에 동력이 제공되지 않으면 펌프는 운전되는 상태에 요구되는 토크만큼 외부에 토크를 전달하므로, 펌프의 회전수는 다음의 관계로 감속이 된다.

$$\frac{GR^2 d\omega}{g dt} = -T_p \dots\dots\dots (8)$$

한편 챔버에 연결된 파이프 1의 끝에서 유량과 헤드 관계에서 다음식을 얻는다.

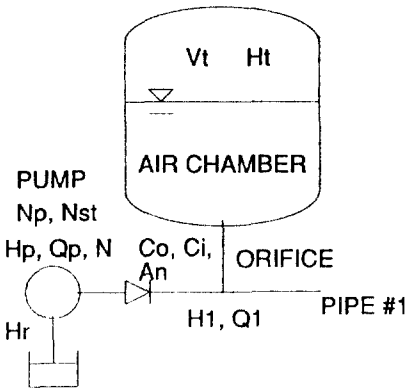


Fig. 1 Configuration of the air chamber system.

$$N_p Q_p + Q_c = Q_1 \dots\dots\dots (9)$$

$$H_r + H_p = H_1 \dots\dots\dots (10)$$

오리피스를 통한 압력-유량 Q_c 는

$$Q_c = C_o A_o [2g(H_r - H_1)]^{1/2} \dots\dots\dots (11)$$

의 관계로 주어진다. 여기서 C_o 는 유량계수, A_o 는 오리피스의 단면적이다. 만약 물이 챔버 내로 유입되는 경우($Q_c < 0$)에는 위 식에서 C_o 대신 C_{in} 을 사용하고, 식(11)의 좌변에 '-' 부호를 첨가한다. 챔버 내의 공기 체적 V_t 는 오리피스를 통해서 유출되는 유량에 따라서 증가하고, 챔버 내의 압력은 폴리트로픽 과정으로 체적에 따라서 변한다고 한다. 이때 다음의 관계식을 얻는다⁽⁵⁾.

$$\frac{dV_t}{dt} = Q_c \dots\dots\dots (12)$$

$$\frac{H_r - Z_1 + H_{atm}}{H_i - Z_1 + H_{atm}} = \left| \frac{V_{ri}}{V_t} \right|^n \dots\dots\dots (13)$$

여기서 Z_1 은 파이프의 수직 고도, n 은 폴리트로픽 지수로 1.2이고, 하첨자 i 는 초기치이다. 이상의 관계식과 파이프 1의 끝에서의 특성곡선 관계식으로부터 시간의 경과에 따른 과도 상태를 구할 수 있다. 이때 체크 밸브는 펌프에서 역류와 동시에 닫힌다고 가정한다. 물론 체크 밸브의 특성도 수충격에 상당한 영향을 미친다⁽⁶⁾. 이상의 관계식은 유한 차분법으로 쉽게 수치계산할 수 있으며, 자세한 내용은 문헌(5)에 정리되어 있다.

3. 설계 변수에 따른 계산에

본 연구를 위해서 특정한 시스템을 설정하고 설계 변수를 변화시키면서 과도현상을 시뮬레이션 하였다. 이를 통해서 일반적인 경향을 살펴 보았다. 사용된 시스템은 Fig. 2에 나타 내었고, 시스템의 고정된 변수의 값은 다음과 같다.

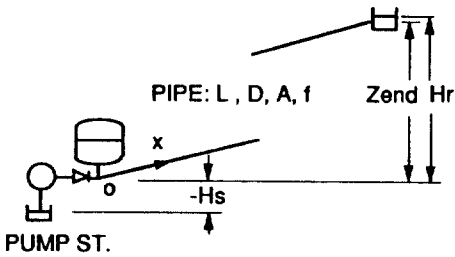


Fig. 2 Configuration of the water supply system.

Table 1 Specification of the pump.

유량(m/s)	헤드(m)	동력(watt)
0.0000	85.00	13000.
0.0166	83.00	27000.
0.0277	80.00	37000.
0.0333	75.00	40000.
0.0388	65.00	43000.
0.0444	50.00	47000.

$L=5,000\text{m}$, $D=0.2\text{m}$, $Z_{end}=70\text{m}$, $H_r=75\text{m}$,
 $H_s=5\text{m}$, $a=1,000\text{m/s}$, $f=0.01$

사용된 펌프의 설계 회전수는 1,750rpm이고, 성능은 Table 1에 나타내었다.

3.1 회전 관성질량의 영향

펌프장 수충격의 완화를 위해서 가장 쉬운 방법은 펌프의 회전 관성질량을 증가시키는 방법이 있다. 우선 정전시 공기 챔버를 사용하지 않고 회전 관성질량이 수충격에 어느정도 영향을 미치는가를 살펴 보았다. 먼저 회전 관성질량, WR^2 가 $6.0\text{kg}\cdot\text{m}^2$ 인 경우 펌프 위치에서 헤드와 파이프 내의 유속 변화를 Fig. 3에 나타내었다. $T=0\text{ s}$, 즉 정상 운전 상태의 헤드는 85.8m , 유속은 0.78m/s 이다. 정전시 회전이 급속히 감소하면서 헤드는 감소하고 유속도 여기에 따라서 감소한다. 이때 발생된 압력파는 하류로 전파되었다가 파이프의 끝(하류 저수조)에서 반사되어 10초 후 펌프의 위치로 돌아온다. 이때 압력은 상승하고 파이프 내의 유체는 역류하면서

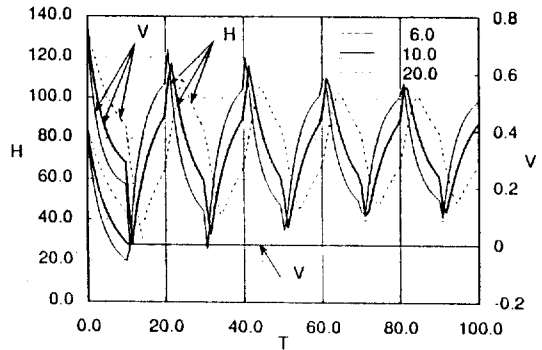


Fig. 3 Variations of heads and velocities at the pump with moments of inertia.

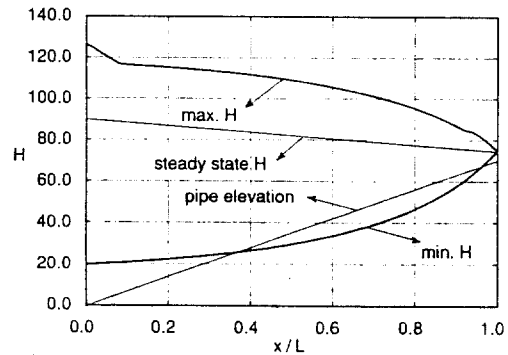


Fig. 4 Distributions of maximum and minimum head along the pipe without an air chamber.

체크 밸브가 닫힌다. 이때 발생하는 압력파는 다시 하류로 갔다가 10초후 다시 돌아오며, 이때까지 펌프 위치에서 압력은 계속 상승한다. 이후의 과도현상은 단순 관로 내의 과도 현상과 동일하게 되며, Fig. 3에서와 같이 20초의 주기로 반복되고, 시간이 지남에 따라서 점성의 영향을 받아 감소된다. 펌프 위치에서 최대 하강 헤드(down surge)는 19m , 최대 상승 헤드(up surge)는 127m 이다. 이는 상당히 심한 압력의 변화이다. Fig. 4에는 관로 전체에서 최대 헤드와 최소 헤드를 나타내었다. 헤드의 변화는 펌프의 위치에서 가장 심함을 알 수 있고, 헤드가 파이프 위치보다 10m 이상 작아지면 수주분리가 발생된다. 이는 여러가지 면에서 바람직하지 못한 현상이다. Fig. 4에서 x/L 이 0.74에서는 수주분리가 발생하기 직전상태인 $p=-9.98\text{m}$ 이다. WR^2 가 6.0보다 작으면, 수주 분리가 발생한다.

수충격을 감소시키기 위해서 WR^2 가 10.0 및 $20.0\text{kg}\cdot\text{m}^2$ 인 경우에 대하여 계산을 하였다. 그 결과를 Fig. 3에 비교하여 나타내었다. WR^2 가 증가 할 수록 정전시 헤드의 변화는 완화됨을 알 수 있다. WR^2 가 10.0 일때 최소 헤드는 27, 최대 헤드는 119m이다. 그러나 본 시스템과 같이 심한 수충격이 발생하는 경우에는 적극적인 방법이 되지 못함을 알 수 있다.

3.2 공기 챔버의 설계

수충격을 완화 시키는 적극적인 방법은 공기 챔버를 설치하는 것이다. 공기 챔버를 설계하기 위한 가장 기본 변수는 챔버의 체적과 오리피스의 크기 및 구조이다. 물론 초기 공기 체적은 펌프가 정상 운전상태에서의 공기 체적이기 때문에 공기의 압력은 펌프출구에서의 헤드로 유지된다. 공기 체적은 적을 수록 챔버의 크기가 줄어дна, 지나치게 적으면 챔버가 성능을 발휘하지 못한다. 오리피스의 크기와 구조는 보충수가 챔버에서 파이프로 유입 또는 유출될 때, 수두 손실에 의해서 챔버 내의 헤드에 영향을 미친다. 먼저 초기 공기 체적이 앞서의 펌프 정전시, 시스템의 과도현상에 미치는 영향을 검토해 보았다. 이후의 챔버 설계과정에서 WR^2 는 10.0으로 고정하였다. 오리피스의 직경은 0.1m로 하고 유량계수를 충분히 크게 생각하여 1.0으로 고정하였다.

초기체적이 1.5, 1.0, 0.5m^3 세가지 경우를 비교하였고, 펌프에서의 헤드와 유속의 변화를 Fig. 5에 나타내었다. 정전이 되면서 펌프는 급히 감속되고 헤드와 유속이 감소한다. 파이프 내의 헤드가 감소하면 상대적으로 고압인 공기 챔버에서 보충수가 유입되어 유속은 서서히 감소하게 되며 이와 동시에 헤드도 완만히 감소하여 수충격이 완화된다. 이때 보충수가 유입되면서 체크밸브는 닫히고, 펌프는 시스템과 격리된다. 펌프가 격리된 후에 관로에는 공기 챔버와 저수조로 이루어진 시스템내에서의 과도현상이 계속된다. Fig. 5에서 초기 공기 체적이 줄어드면, 헤드의 변화 폭은 커지며, 그 주기는 짧아진다. 이때 공기체적의 증감 상태를 Fig. 6에 나타내

었다. 최대 공기 체적은 요구되는 공기 챔버의 체적이되며, 실제 챔버의 체적은 여기에 적당한 여유 체적을 더하면 된다. 챔버의 설계시 허용 최대 및 최소 헤드가 정해지면 초기 공기 체적을 이상의 계산 결과를 검토하여 선택한다. Fig. 5에서 초기 공기 체적을 1.0m^3 으로 정하면 Fig. 6에서 필요한 최대 공기 체적은 1.35m^3 이므로, 전체 체적은 여기에 10%의 여유를 더하여 1.5m^3 정도로 설계하면 무난하다.

다음에는 최대 및 최소 헤드의 증감 상태를 검토하면서 오리피스의 크기를 결정한다. 본 시스템에서는 주로 압력의 강하량을 줄이는데 설계의 관심이 있다. 유량계수는 오리피스의 구조에 따라서 다소 다르므로 여기서 상세히 다루기는 어렵다. 그래서 오리피스의 크기를

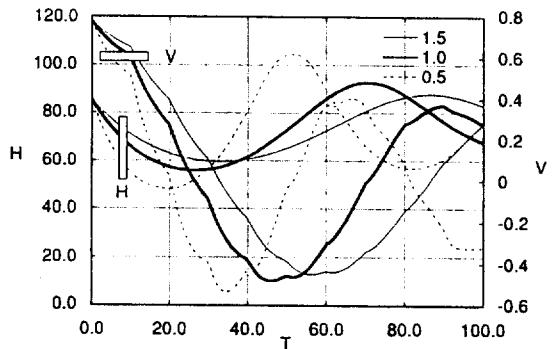


Fig. 5 Variations of heads and velocities at the pump with initial volumes of the air chamber.

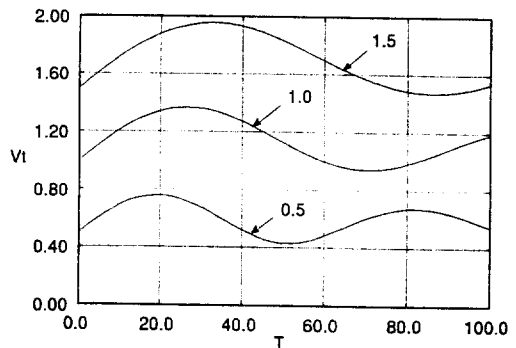


Fig. 6 Variations of air volume in the chamber for different initial values.

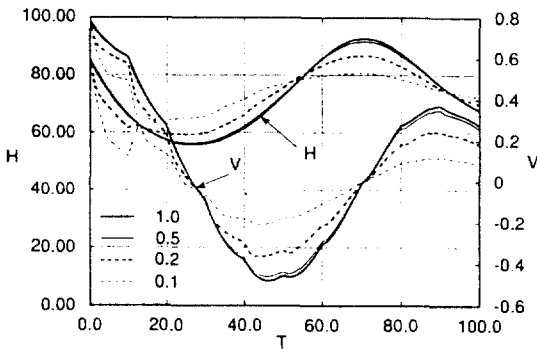


Fig. 7 Variations of heads and velocities at the pump with discharge coefficients of the air chamber.

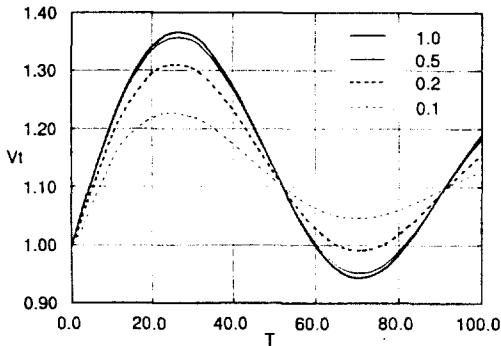


Fig. 8 Variations of air volume in the chamber for different values of discharge coefficient.

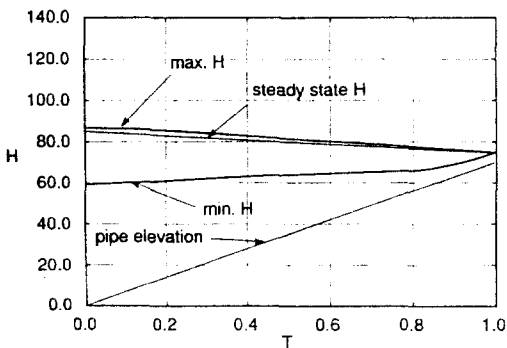


Fig. 9 Distributions of maximum and minimum head along the pipe with the air chamber designed.

포함하여 상대적 유량계수를 0.5, 0.2, 0.1로 감소시키면서 계산을 수행하였다. Fig. 7에서 유량계수가 1.0인 경우와 0.5인 경우에는 헤드와 유속의 변화가 거의 동일하다. 그러나 유량계수가 0.2 이하가 되면, 정전 초기에 압력이 급격히 감소한다. 이는 유량계수가 지나치게 작아서 보충수의 유출시 압력 강하가 커져서 공기 챔버가 그 기능을 충분히 발휘하지 못함을 나타낸다. 물론 유량계수가 작으면, Fig. 8에 나타낸 바와 같이 공기의 체적 변화는 상대적으로 적으며, 요구되는 챔버의 크기도 작아진다. 여기서 오리피스의 유량계수를 0.5정도로 정하면 적당하다. 이는 실제 유량계수를 1.0이라하고 한다면, 오리피스의 크기가 $0.5 \times 0.1m = 0.05m$ 가 되는 셈이다. 이와 같이 초기 공기의 체적과 오리피스의 크기 및 구조는 시스템에서 요구되는 수충격의 허용 범위를 고려하면서 챔버의 크기가 최소가 되도록 정하면 된다. 위에서 정한 초기 공기 체적과 오리피스의 크기를 사용하여 실제 전 시스템에서 최대 및 최소 헤드의 변화를 계산하면 이를 Fig. 9에 나타내었다. 최대 상승 헤드는 92m로, 거의 정상 상태의 헤드와 동일하며, 최소 하강 헤드는 펌프의 위치에서 56m이다. 이 정도이면 설계된 공기 챔버는 최소 하강 압력의 완화에 매우 성공적이라고 할 수 있다.

한편 실제 경우에 하류 저수조에 역류 방지용 체크 밸브를 부착하여 운전 중지시에 대비한다. 뿐만 아니라 저수조의 수위가 요구 수위에 도달할 때 저수조에서 밸브를 잠그면서 상류의 펌프 운영을 중지시킨다. 저수조와 펌프 사이에 직접적인 제어 회로가 설치되지 않는 경우에는, 펌프의 작동은 과도현상을 이용하여 제어되기도 한다. 이러한 경우를 대비하여, 하류 저수조의 밸브를 순간적으로 폐쇄할 때 과도현상을 검토하였다. 밸브가 폐쇄되는 순간 밸브에는 압력이 급격히 상승하고, 이 상승 압력파는 상류로 전파된다. 이 파가 약 5초 후에 펌프에 도달하면 펌프의 유량은 순간적으로 감소하여 펌프에 부착된 체크밸브가 닫힌다. 이때 펌프의 작동을 중지함이 보통이다. 한편 상승된 압력은 물을 공기 챔버 내로 역류시킨다. 따라서 기 설치된

공기 챔버는 펌프 위치에서 급격한 압력의 상승을 완화 시킨다. 이 과정에서의 교란은 하류로 전파되어 약 5초후 하류 저수조 밸브에 도달한다. 이때 상당히 심한 압력의 강하가 예상된다. 실제로 위에서 설계된 공기 챔버(초기체적 1.0, 유입유출 유량계수 0.5)를 설치한 경우에 밸브에서는 심한 수주 분리가 발생하였다. 이러한 문제는 챔버의 설계에 적절히 고려되어야 한다. 이를 위해서 공기 챔버의 오리피스 구조를 변화시켜 유출 유량계수와 유입 유량계수가 다르도록 함이 효과적이다. 이를 위해서 오리피

스의 구조를 변경 시키거나 유출 및 유입 오리피스의 직경을 다르게 설계한다. 정전시 펌프 위치에서의 압력 강하를 결정하는 유출 유량계수 C_o 는 0.5로 고정하고, 유입 유량계수 C_m 를 0.1, 0.05, 0.01로 변화 시키면서 그 결과를 검토하였다. C_m 이 0.1인 경우 Fig. 10에서 나타낸 바와 같이 펌프 위치에서 압력 변화는 크지 않았으나 하류 저수조 밸브에서 압력의 상승 및 하강 폭이 심하였다. 더구나 C_m 이 0.1보다 큰 경우에는 수주 분리가 발생하였다. 이는 바람직하지 못한 현상이다. C_m 이 감소하면, 펌프에서의 압력상승은 증가하나 하류 밸브에서의 압력 하강량은 상당히 줄어든다. 즉 유입 유량계수는 펌프에서 압력 상승을 줄일 수 있도록 충분히 커야하나, 밸브에서 압력 강하량을 줄일수 있도록 충분히 작아야 한다. 이는 설계자의 경험에 따라서 정해지며, Fig. 10에서 C_m 이 0.05인 경우가 합리적이라고 생각된다. Fig. 11에는 각 경우 챔버 내 공기체적의 변화를 나타내었다. C_m 이 0.01인 경우에는 오리피스가 지나치게 작아서 과도기간 중 공기체적은 단순히 감소한다. 그러나 C_m 이 0.05 이상인 경우에는 증감을 반복한다.

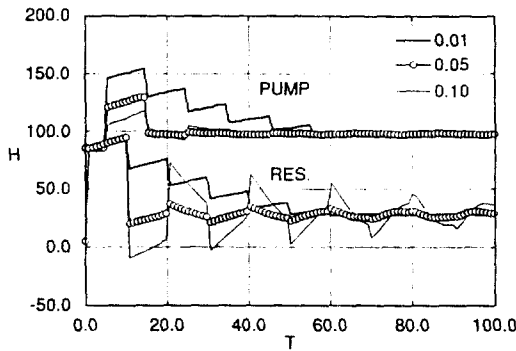


Fig. 10 Variations of heads at the pump and the discharge valve for different values of the inlet discharge coefficient of an air chamber.

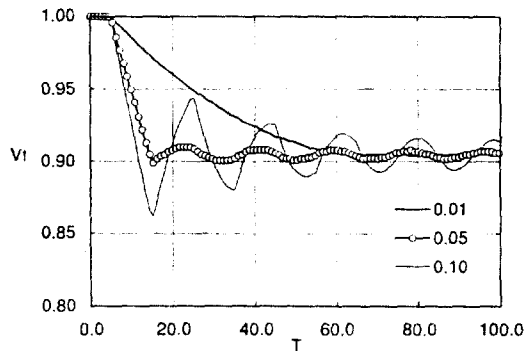


Fig. 11 Variations of air volume in the chamber for different values of the inlet discharge coefficient of an air chamber.

4. 결 론

본 논문에서는 수충격 완화를 공기 챔버의 설계 및 성능예측을 위한 프로그램을 작성하고, 이를 이용하여 공기 챔버의 초기 공기체적과 오리피스의 유량계수가 최종 챔버의 체적 및 시스템의 과도현상에 어떠한 영향을 미치는가를 연구하였다. 수치계산에 의해서 초기 공기 체적이 클수록 수충격은 완화되고, 충격파의 주기는 길어지며, 오리피스의 유량계수가 시스템의 과도현상에 미치는 영향이 합리적으로 예측되었다. 수치계산을 이용하여, 공기 챔버의 설계과정을 제시하였으며, 합리적인 설계가 가능함을 보였다. 특히 유출 유량계수는 펌프의 정전시 압력 하강량의 제어에 주된 영향을 미치며, 유입 유량계수는 펌프에서 압력상승을 줄일수 있도록 충분히 커야하나, 하류 밸브에서 압력 강하량을 줄일수 있도록 충분히 작아야 한다.

참 고 문 헌

1. E.B. Wylie and V.L. Streeter, 1978, Fluid Transients, McGraw-Hill.
2. W.Zielke, 1980, "Simulation of Fluid Transients in Piping and Channel System-SIM-DRU Program Manual".
3. 강신형, 이택식, 1985, "유체 과도현상 해석," 서울대학교 공과대학 생산기술연구소 보고, 8(1)
4. 강신형, 이택식, 이상산, 1988, "감압밸브를 이용한 탄광 갱내 공조용 냉수 공급시스템의 과도현상 해석," 공기조화·냉동공학, 17(4), pp.395-407.
5. 강신형, 1989, "정수장 및 가압장의 과도현상의 시뮬레이션에 관한 연구," 서울대학교 공과대학 생산기술연구소, 연구보고서, RIIS 88-176.
6. I.J. Karassik et al., 1986, PUMP Handbook, McGraw-Hill.