

<論 文>

콘덴서 냉각수 계통내의 수격현상에 관한 수치해석

장 효 환\* · 정 회 범\*\*

(1985년 8월 5일 접수)

Numerical Analysis of Water Hammer in Condenser Cooling Water Systems

Hyo Whan Chang and Hoi Bum Chung

**Key Words:** Water Hammer(수격), Condenser Cooling Water System(콘덴서 냉각수계통), Transient Pressure(과도압력), Column Separation(수주분리), Method of Characteristics(특성곡선해법)

Abstract

Water hammering in nuclear or thermal power plant condenser cooling water systems is mathematically modeled and numerically analyzed based on the method of characteristics.

Effects of variations of the discharge valve operating condition and the system geometry on the hydraulic transients are investigated for the cases when all or one of four pumps are tripped accidentally due to loss of offsite power. Effects of ocean waves and tides on the steady-state and the transient operations are also studied. Water column separation is taken into account whenever necessary by means of a simplified physical model.

기 호 설 명

$A$	: 관로 단면적( $m^2$ )
$a$	: 압력과 속도( $m/s$ )
$C_v$	: 송출밸브 손실수두 계수
$D$	: 관로의 내경( $m$ )
$f$	: 마찰계수
$f_e$	: 등가마찰계수
$g$	: 중력 가속도( $m/s^2$ )
$H$	: 순간압력수두(기준면에서 수력 기울기 선까지의 높이)( $m$ )
$\bar{H}_p$	: 펌프 총수두(총양정)( $m$ )
$\bar{H}_R$	: 펌프 정격 총수두( $m$ )
$H_R$	: $\bar{H}_R + H_s$
$H_s$	: 해면의 위치수두( $m$ )
$H_v$	: 증기압력수두( $m$ )
$\Delta H_{pv}$	: 송출밸브 손실수두( $m$ )

$h$	: 무차원 펌프 총수두( $m$ )
$K$	: 등가체적탄성계수( $N/m^2$ )
$K_v$	: 부차손실계수
$L$	: 관로의 길이( $m$ )
$N$	: 펌프의 분당 회전속도( $rpm$ )
$N_s$	: 펌프 비속도
$Q$	: 유량( $m^3/s$ )
$R_c$	: 펌프회전체의 회전반경( $m$ )
$T$	: 펌프 토크( $Nm$ )
$t$	: 시간( $s$ )
$V$	: 평균 유속( $m/s$ )
$v$	: 무차원 펌프 송출량
$W$	: 펌프회전체와 펌프내 유체의 중량( $N$ )
$WH(\theta)$	: 무차원 펌프 완전특성함수(수두)
$WB(\theta)$	: 무차원 펌프 완전특성함수(토크)
$x$	: 관로의 축방향 길이( $m$ )
$\alpha$	: 무차원 펌프 속도
$\beta$	: 무차원 펌프 토크

\* 정희원, 고려대학교 공과대학 기계공학과

\*\* 고려대학교 대학원

- $\rho$  : 해수의 밀도(kg/m<sup>3</sup>)
- $\omega$  : 펌프 각속도(rad/s)

하첨자

- C : 콘덴서 또는 콘덴서 수조
- i : i 번째 접합부 또는 관로
- p : 펌프
- R : 정격량 또는 기준조건

1. 서론

원자력 발전 또는 화력 발전에서 터빈을 거친 증기를 응축시키기 위하여 냉각수 계통으로 콘덴서 방식과 냉각탑 방식이 사용되고 있는데 단위 발전소의 발전규모가 대형화 하면서 취수원의 확보와 온배수에 의한 수온상승문제 등을 고려하여 바닷물을 사용한 전자의 방식이 더 많이 사용되고 있는 추세이다.

콘덴서 냉각수 계통은 크게 순환수 펌프, 취수관로, 콘덴서, 배수관로로 구성되어 있으며 펌프의 사고내지 고장시 역류방지 및 송출량을 조정하기 위하여 펌프 출구측에 송출밸브를 설치한다(Fig.1 참조).

콘덴서 냉각수 계통에서는 순환수 펌프에 의해 바다로부터 끌어 올린 냉각수를 콘덴서와 배수관로를 통해 다시 바다로 배출시키는데 이 순환수 펌프의 갑작스런 전원차단에 의한 가동정지는 급격히 냉각수의 송출량을 감소시키고 이로인해 계통내에 수격(water hammer) 현상을 유발시킨다<sup>(1,2)</sup>. 이러한 수격작용의 정도는 펌프의 특성, 송출밸브의 운전조건, 계통의 기하학적 형상, 해면상태에 따라 변하며 심한 경우 계통의 파괴를 초래할 수도 있다. 특히 원자력 발전소의 경우, 설비가 대형화됨에 따라 막대한 양의 냉각수가 사용되고 입지조건 관계로 관로의 길이가 길어지고 콘덴서의 높이가 높아져 상대적으로 수격현상에 의한 위험성이 커지기 때문에 이에 대한 연구가 필요하게 되었다.

이러한 분야의 연구로는 Sheer<sup>(2)</sup>에 의한 화력 발전소에서 냉각탑을 사용한 냉각수 계통에 관한 수치해석 및 실험적 연구와 Safwat 등<sup>(3,4)</sup>에 의한 하나의 펌프와 관로로 이루어진 콘덴서 냉각수 계통에 관한 모의 실험과 수치해석이 있으나 계통의 운전조건이나 기하학적 형상, 해면상태 등이 계통내 수격현상에 미치는 영향에 대하여 체계적으로 연구된 것은 없다.

본 논문에서는 펌프가 동시에 전원차단 되었을 때 송출밸브의 운전조건(개도, 폐쇄속도), 계통의 기하학적 형상(취수 및 배수관로의 길이, 단면적, 재질, 콘덴서의 높이등)과 해면상태(간만의 차에 의한 수위,

파도)의 변화가 계통내 수격현상에 미치는 영향에 대하여 수치해석 하였다.

2. 수학적 모델 및 수치해석

2.1. 수학적 모델

본 연구에서 채택한 콘덴서 냉각수 계통의 개략도와 배치도(layout)가 Fig. 1, 2에 각각 나타나 있다. 취수관로와 배수관로는 같은 높이의 수평관으로 가정하였고 두개의 취수관로 사이에는 4대의 펌프중 일부 펌프의 고장이나 사고시 관로사이의 순환수 배분을 위하여 하나의 공통관을 설치하였다. 콘덴서에는 상, 하류측에 각각 하나씩의 수조(water box)가 설치되어 있다.

지배 방정식으로 관로내의 비정상(unsteady) 유동을 1차원으로 가정할 때 운동 방정식과 연속 방정식은 다음과 같다<sup>(1)</sup>.

$$g \frac{\partial H}{\partial x} + V \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{\partial V}{\partial t} + \frac{f_e V |V|}{2D} = 0 \quad (1)$$

$$V \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{g} \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad (2)$$

대부분의 콘덴서 냉각수 계통에서는  $V \frac{\partial V}{\partial x}$ ,  $V \frac{\partial H}{\partial x}$  항들이  $\frac{\partial V}{\partial t}$ ,  $\frac{\partial H}{\partial t}$  항들에 비해 충분히 작아 무시될 수 있으며<sup>(5)</sup> 이 경우 유량 Q로 표시된 지배 방정식은 다음과 같다.

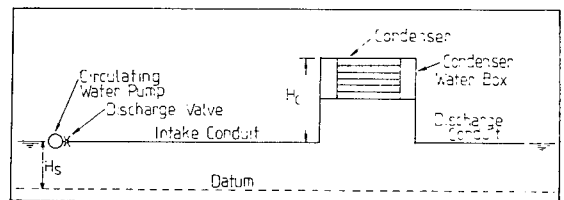


Fig. 1 Schematic diagram of the condenser cooling water system

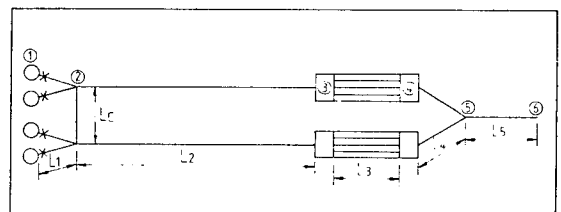


Fig. 2 Layout of the condenser cooling water system

$$gA \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{f_*}{2DA} |Q|Q = 0 \quad (3)$$

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{gA} \frac{\partial Q}{\partial x} = 0 \quad (4)$$

등가마찰계수는 관로내에 부차손실이 있는 경우

$$f_* = f + \frac{K_n D}{L} \quad (5)$$

이다. 여기서  $f$ 는 정상유동시와 같은 Darcy-Weisbach 마찰계수이다.

하나의 관 양단의 경계조건으로 펌프 및 송출밸브, 콘덴서 수조, 콘덴서, 관접합부(junction) 등의 부시스템의 모델이 필요하다.

펌프의 정, 역방향 회전 및 정, 역류 영역에 걸친 완전특성은 Marchal<sup>(6)</sup> 등이 제안한 다음과 같은 무차원 상사관계로 나타내었다.

$$WH(\theta) = \frac{h}{\alpha^2 + v^2}, \quad WB(\theta) = \frac{\beta}{\alpha^2 + v^2}$$

$$\theta = \pi + \tan^{-1} \frac{v}{\alpha} \quad (6)$$

여기서  $h = \frac{\bar{H}_p}{\bar{H}_R}$ ,  $\beta = \frac{T_p}{T_R}$ ,  $v = \frac{Q_p}{Q_R}$ ,  
 $\alpha = \frac{N_p}{N_R}$  이다.

펌프와 송출밸브의 수두 평형 방정식은

$$H_1 = H_s + \bar{H}_p - \Delta H_{pv} \quad (7)$$

여기서

$$\bar{H}_p = \bar{H}_R \cdot h = \bar{H}_R (\alpha^2 + v^2) WH(\theta)$$

$$\Delta H_{pv} = C_v Q_p |Q_p|$$

$C_v$ 는 송출밸브의 손실수두계수이다.

펌프 회전체의 운동 방정식은

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

무차원 항으로 표시하면

$$\beta = - \frac{WR_p^2}{g} \frac{2\pi N_R}{60 T_R} \frac{d\alpha}{dt} \quad (9)$$

콘덴서 수조에서의 압력수두변화는 수조내 압력수두를 균일하게 가정한 집중정수(lumped parameter)계로 취급하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta H = \frac{K \Delta V_c}{\rho g V_c} \quad (10)$$

여기서  $\Delta V_c$ 는 시간증분  $\Delta t$  동안의 수조체적의 증분이며  $K$ 는 유체와 수조벽의 탄성을 고려한 등가체적탄성계수이다. 콘덴서는 많은 수의 평행한 작은 관을 동일 면적을 갖는 등가관으로 간주하였고 이때 마찰계수와 압력과 속도는 작은 관에 준하는 값으로 선정하였다.

관로가 합쳐지는 접합부에서는 압력수두가 동일하다

는 조건과 연속방정식을 적용하였다<sup>(7)</sup>.

수주분리(column separation) 현상은 증기공(vapor cavity)이 접합부 부근에서 관로내의 두 액체 단면 사이에 생성되고 증기공의 크기는 입, 출 유량차에 의해 결정된다고 가정하는 증기-액체 모델<sup>(1,2)</sup>을 사용하여 해석하였다. 이러한 수주분리현상은 최저압력이 증기압까지 내려가지 않는 접합부 5, 6을 제외한 모든 접합부에서 고려되었다.

### 2.2. 수치해석

전술한 수학적 모델은 기존연구<sup>(1,2,3)</sup>에서 정확도가 검증된 특성곡선해법(method of characteristic)에 의하여 수치해석 되었으며 펌프-송출밸브 경계조건인 식 (6), (7) 및 (9)의 해는 Newton-Raphson 방법<sup>(8)</sup>에 의하여 구하였다. 특히 본 논문에서는 Fig. 3에서 보는 바와 같이  $C^+$ ,  $C^-$  특성선에 따라 여러개의  $\Delta x$ 에 걸쳐 적분한 후 대수 수적 방정식으로 전개하는 방법<sup>(7)</sup>을 사용하였는데 이 방법은 관로내 매  $\Delta x$ 마다 계산할 필요가 없으므로 관회로망내의 과도특성을 정밀도를 유지하면서 경제적으로 수치해석할 수 있는 장점이 있다<sup>(1)</sup>.

본 논문에서 사용한 콘덴서 냉각수계통에 관한 자료들은 국내에 실제 설치된 원자력 발전소의 자료를 참조하여 선정하였다. 펌프는  $N_s = N_R \sqrt{Q_R} / \bar{H}_R^{3/2}$ 로 주어지는 비속도가 같은 경우 유사한 특성곡선을 갖는데 본 논문에서는  $N_s = 147 (Q_R = 10.62 \text{ m}^3/\text{s}, \bar{H}_R = 8.53 \text{ m}, N_R = 225 \text{ rpm})$ 인 수직축 혼류(mix flow) 펌프를 사용하였고 참고문헌 (1)에 나와있는 각각 89개의 데이터로 주어진 수두 및 토오크 완전 특성곡선을 채택하였다.

송출밸브로는 직경 1.93m인 버터플라이(butterfly) 밸브를 사용하였고 밸브개도에 따른 손실수두계수는 10개의 데이터<sup>(1)</sup>를 사용하였다.

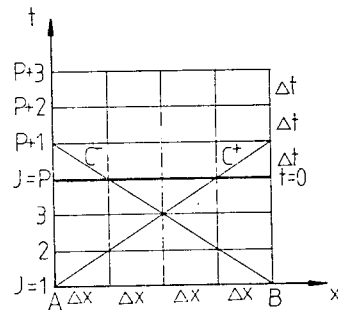


Fig. 3  $xt$  diagram for algebraic water hammer equations

모든 펌프가 동시에 전원차단 되었을 때 송출밸브의 기준 운전조건은 모든 밸브를 즉시 3°/초의 속도로 45°까지 닫고 그 개도를 유지하는 작동절차이다.

Table 1은 본 논문에서 기준조건으로 사용한 기하학적 변수들의 값을 나타내고 있다.

압력과 속도는 콘덴서에는 610m/s, 취수관로와 배수관로에서는 강관인 경우<sup>(8)</sup> 930m/s, 동일 단면적의 콘크리트 관인 경우<sup>(9)</sup> 1184m/s로 하였다.

냉각수는 20°C의 해수로 하였으며 콘덴서에 의한 수온상승의 영향은 무시하였다.

### 3. 결과 및 고찰

#### 3.1. 운전조건의 영향

본 논문에서는 특별히 명시하지 않는 한 모든 펌프가 동시에 전원차단되었을 때의 운전조건을 말한다. Fig. 4는 전원이 차단된 직후 송출밸브를 정상상태 때와 같이 완전 개방하였을 경우, 기준 조건으로 반만 열어 놓았을 경우와 3°/초의 속도로 30초 동안 완전히 폐쇄하였을 경우에 대한 접합부 2에서의 시간에 따른 압력변화와 세번째 경우의 유량변화를 보여주고 있다. 송출밸브를 완전 개방하였을 경우 압력은 전원차단 후 급격히 감소하지만 곧 대기압(해면의 위치수두)으로 접근하며, 반만 열어 놓았을 경우 압력이 급격히 떨어지기 시작하여 밸브개도가 45°가 되는 순간 ( $t=15$ 초)에 가장 낮아졌다가 다시 서서히 상승하여 대

기압 수준으로 접근하고 있다. 송출밸브를 완전 폐쇄할 경우 압력 변화는 초기에는 두번째 경우와 유사한 경향을 보이나 밸브가 계속 닫힘에 따라 압력이 강하여 증기압( $H/H_r=0.39$ )까지 내려가고 밸브가 완전히 폐쇄된 후 짧은 시간의 강한 압력 스파이크(pressure spike)들이 발생하였다. 밸브가 거의 닫힌 상태에서는 유체의 관성에 의해 관로내의 유동이 끊어지면서 수주분리에 따른 공동(cavity)이 형성되고 압력이 증기압으로 되며, 분리된 수주가 재결합하는 순간에는 급격한 압력상승이 발생하게 된다<sup>(6)</sup>.

이러한 현상은 밸브를 완전 폐쇄한 경우의 시간에 따른 유량변화에서도 볼 수 있는데 유량이 거의 직선적으로 감소하다가 밸브가 완전히 닫힌 후에는 역류발생과 수주분리로 아주 불규칙한 변화를 보여주고 있다

Fig. 5는 펌프가 전원차단된 후 송출밸브의 개도를 여러각도(90°에서 8°까지)로 변화시켰을 때(이 때 정해진 개도까지 밸브를 닫는 속도는 기준조건과 동일함) 접합부 2에서 발생한 과도압력과 유량의 최대, 최소값을 나타내고 있다. 여기서 최대, 최소값은 시스템을 주어진 조건하에서 75초 동안 운전(시뮬레이션)시켰을 때 기록된 과도 압력과 유량의 최대, 최소값이며 이들 값은 운전시간을 75초보다 길게 하였을 때에

Table 1 Reference geometry of condenser cooling water system

Geometric parameter	Data
$L_1/D_1$	10
$L_2/D_2$	200
$L_3/D_3$	3.75
$L_4/D_4$	$5\sqrt{2}$
$L_5/D_5$	20
$L_c/D_c$	$5\sqrt{2}$
$A_2/A_1$	2
$A_3/A_2$	2
$A_4/A_2$	1
$A_5/A_4$	2
$A_c/A_2$	1
$H_c/H_v$	0.69
$D_1$	2.03m
$H_v$	9.75m
$H_c$	21.36m

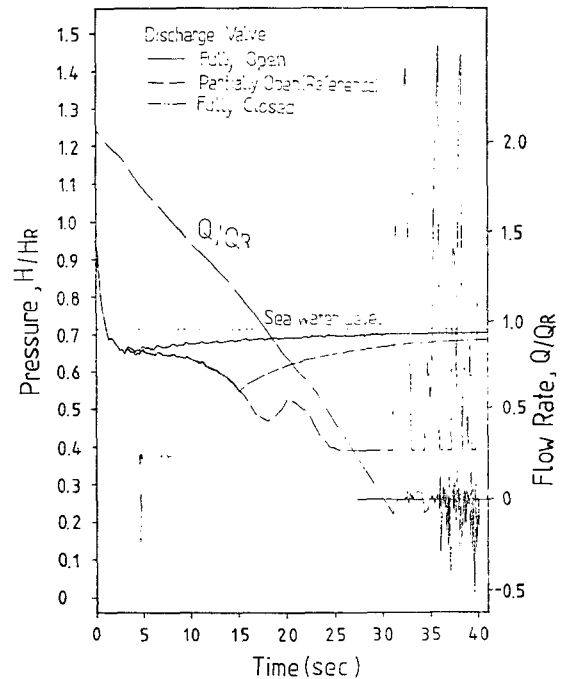


Fig. 4 Pressure and flow rate transients for three different conditions of discharge valve closure

도 별로 변하지 않았기 때문에 앞으로의 고찰에서도 최대, 최소값은 위와같은 방법으로 구한 값들을 의미한다. 그림에서 볼 수 있는 것처럼 개도의 변화는 압력과 유량의 최대값에는 거의 영향을 미치지 않으나 최소값은 개도가 작아짐에 따라 감소하고 개도 8°이하에서는 최소압력이 증기압으로 내려가 수주분리에 의한 최대압력의 급격한 상승과 역류현상을 보였다.

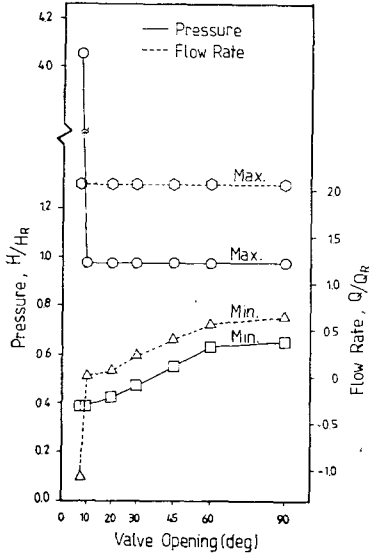


Fig. 5 Effects of discharge valve opening on pressures and flow rates at Junction 2

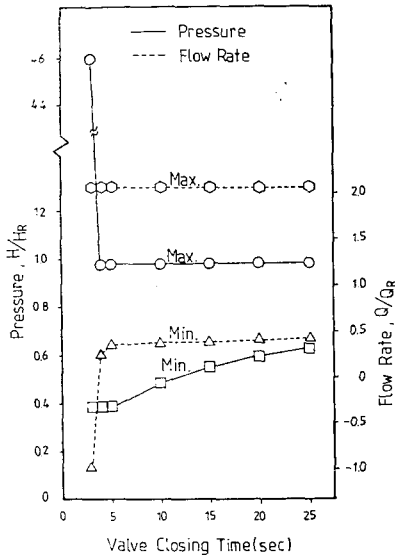


Fig. 6 Effects of discharge valve closing time on pressures and flow rates at Junction 2

Fig. 6은 송출밸브의 개도는 45°로 일정하게 고정시키고 45°가 될때까지의 닫는 시간을 변화시켰을 때 접합부 2에서 발생한 과도압력과 유량의 최대, 최소값을 나타내고 있다. 밸브를 닫는 시간의 변화는 최대압력과 최대, 최소유량에는 별로 영향을 주지 않으나 최소압력은 닫는 시간이 짧아지면서(즉, 닫는 속도가 빨라지면서) 감소하여 닫는 시간 3초(닫는 속도 15°/초)에서는 증기압까지 내려가 최대압력의 급격한 상승과 역류현상을 보였다. 즉 밸브를 완전히 닫지 않더라도 어느 임계속도 이상으로 급격히 닫으면 관로내의 급격한 유량 변화를 야기시켜 마치 밸브를 완전히 폐쇄할 때와 유사한 수주분리현상을 일으키는 것으로 생각된다.

Fig. 7은 4대의 펌프중 하나가 사고로 전원차단된 경우, 사고 펌프에 연결된 송출밸브의 폐쇄시간을 30초에서 1초까지 변화시켰을 때 사고 펌프의 최대 역회전속도와 역류량(reverse flow rate), 사고 펌프에

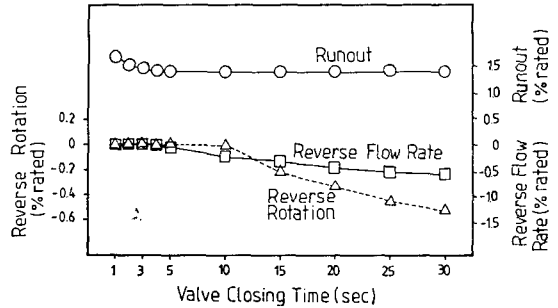


Fig. 7 Effects of the discharge valve closing time on maximum reverse rotation, reverse flow rate, and runout for partial pump failure

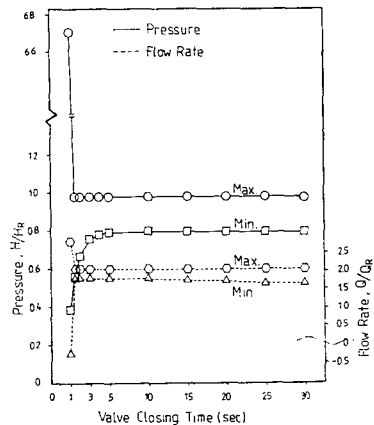


Fig. 8 Effects of the discharge valve closing time on pressures and flow rates at Junction 2 for partial pump failure

인접한 펌프의 최대 런아웃(runout)를 나타내고 있다.

역류는 밸브 폐쇄시간이 4 초보다 길 때 발생하지만 펌프의 역회전은 폐쇄 시간이 10 초보다 길어져 역류량이 어느 값 이상이 될 때 일어나는 것을 알 수 있었고 이 두 값은 폐쇄시간이 길어질 수록 증가하였다. 펌프의 최대 런아웃은(펌프 최대 송출량-정격 송출량)/정격 송출량으로 나타내는데 폐쇄시간이 4 초보다 길 때는 141%로 일정하였으나 그 보다 짧을 때는 약간 증가하였다. 펌프의 최대 역회전 속도와 최대 런아웃 값은 펌프의 설계한도내에 유지되어야 한다.

Fig. 8은 Fig. 7과 같은 조건일 때 접합부에서 발생한 과도압력과 유량의 최대, 최소값을 나타낸다. 밸브 폐쇄시간이 5 초보다 길 때에 이들 값들은 거의 일정하였지만 이 시간보다 짧을 때에 최소압력이 급격히 강하여 폐쇄시간이 1 초일 때에는 증기압까지 내려가 수주분리현상에 의한 최대압력의 급격한 상승을 보였다.

Fig. 7과 Fig. 8에서 볼 수 있는 것처럼 사고 펌프에 연계된 송출밸브를 너무 천천히 닫는 것은 사고 펌프에서의 많은 역류량 때문에 냉각수량의 일시적인 감소를 가져오며 이는 터빈의 부하감소를 초래할 수도 있어 바람직하지 못하다<sup>(2)</sup>. 또한 밸브를 너무 빨리 닫는 것은 수주분리를 유발시키므로 적절한 폐쇄시간이 요망된다(본 논문의 경우 약 5 초).

### 3.2. 간만(tide)과 파도의 영향

간만에 의한 해면의 수위 변화와 파도에 의한 영향을 고려하였다.

참고문헌 (10)에 조사되어 있는 해양자료를 참조하여 군산부근 서해안 지역의 간만의 차는 5.68m, 파도는 심해 기준으로 진폭 3.7m 주기 12초인 주기함수로 가

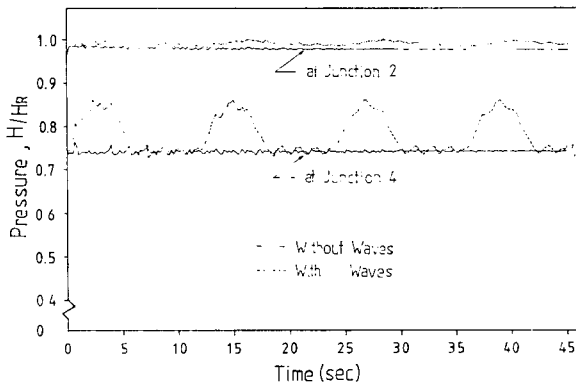


Fig. 9 Effects of ocean waves on pressures at Junction 2 and 4 for steady-state operation

정하였고 취수구 지역은 잘 설계된 방파 구조물로 인해 파도가 없다고 가정하여 시뮬레이션하였다.

Fig. 9는 정상운전상태에서 파도가 있는 경우와 없는 경우의 접합부 2와 콘덴서 하류수조(접합부 4)에서의 압력변동을 나타내고 있다. 접합부 4와 2에서의 압력은 파도의 주기와 같으나 진폭은 각각 95%, 12%로 줄어든 주기적 변화를 보여 주었고 배수구에서 멀어질수록 특히 콘덴서 상류측에서 감쇠효과가 큰 것을 알 수 있었다.

Fig. 10은 모든 펌프가 전원이 차단되었을 때 파도가 있는 경우와 없는 경우 접합부 2와 4에서의 과도압력을 나타내고 있는데 압력은 파도가 있는 경우 전반적으로 Fig. 9와 유사한 주기적 변화를 보였고 펌프 트립직후 초기에 접합부 4에서는 거친 변동을 보였다

Fig. 11은 간만에 의하여 해면이 최고 수위인 경우, 최저 수위인 경우, 또 최저 수위이며 파도가 있는 경우 모든 펌프가 전원차단 되었을 때 계통내 각 접합부에서 발생하는 과도압력의 상한선, 하한선을 나타낸다. 간만의 영향은 상한선, 하한선을 간만의 차만큼 상향시켜 주고 있으며 파도의 영향은 배수구(접합부 6)에서는 파도의 진폭만큼, 배수구에서 멀리 떨어질수록 감쇠된 진폭만큼 상한선을 상향시켜 주지만 하한선에는 별로 변동을 주지 않았다.

### 3.3. 기하학적 형상의 영향

계통내 다른 모든 변수를 기준조건으로 고정시킨 취수관로와 배수관로의 길이 및 콘덴서의 높이를 변화시켰을 때 계통내의 과도압력에 미치는 영향을 고찰하였다. 또한 관로 단면적의 일률적인 확대, 축소와 점진적 축소가 미치는 영향과 콘크리트관과 강관의 영향

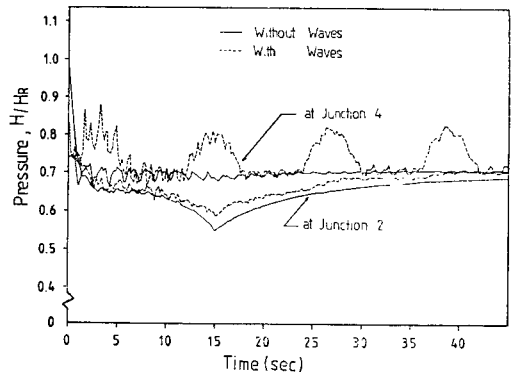


Fig. 10 Effects of ocean waves on pressure transients at Junction 2 and 4 for total pump failure

에 대해서 고찰하였다.

Fig. 12는 취수관로의 길이( $L_2/D_2$ )를 변화시켰을 때 접합부 2와 4에서 발생한 과도압력의 최대, 최소 값을 나타내고 있는데  $L_2/D_2$  값이 어느 임계치 [ $(L_2/D_2)_{crit}=22.5$ ] 이하로 취수관로가 짧아지면 수주분리 현상에 의해 급격한 압력상승이 일어나는 것을 알 수 있었다. 또한  $L_2/D_2$  값이 커질수록 접합부 2에서의 최소압력이 점점 낮아져 증기압에 가까워지고 어느 상 임계치 [ $(L_2/D_2)_{crit}=500$ ] 이상으로 길어지면 수주분리 현상이 다시 발생하였다.

Fig. 13은 배수관로의 길이( $L_5/D_5$ )를 변화시켰을 때 접합부 2와 4에서 발생한 과도압력의 최대, 최소 값을 나타내고 있는데  $L_5/D_5$  값이 어느 임계치 [ $(L_5/D_5)_{crit}=45$ ] 이상으로 배수관로가 길어지면 수주분리 현상에 의해 급격한 압력상승등이 일어나는 것을 알 수 있었다.

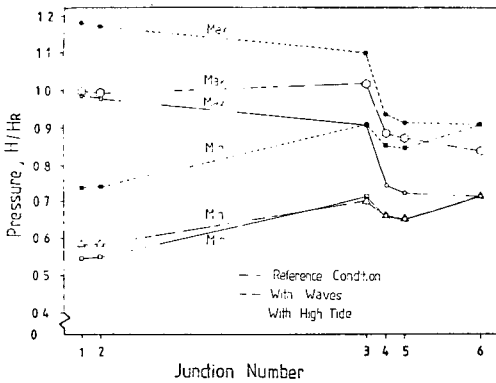


Fig. 11 Effects of ocean waves and tides on envelope of maximum and minimum transient pressures along junction points

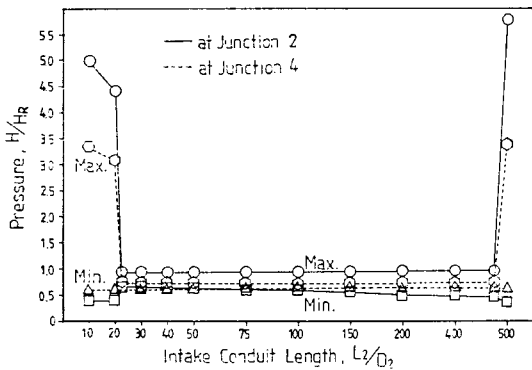


Fig. 12 Variation of transient pressures at Junction 2 and 4 with intake conduit length

Fig. 14는 콘덴서 높이 ( $H_c/H_v$ )를 변화시켰을 때 접합부 2와 4에서 발생한 과도압력의 최고, 최소값을 나타내는데 어느 임계치 [ $(H_c/H_v)_{crit}=0.948$ ] 이상으로 콘덴서 높이가 높아지면 콘덴서내의 최소 압력이 증기압으로 내려가 수주분리 현상에 의해 최고압력

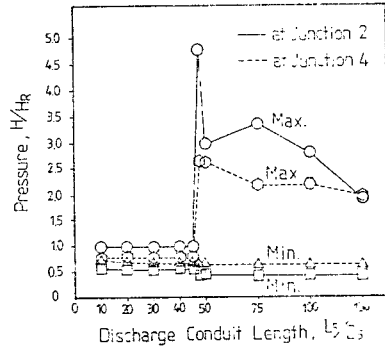


Fig. 13 Variation of transient pressures at Junction 2 and 4 with discharge conduit length

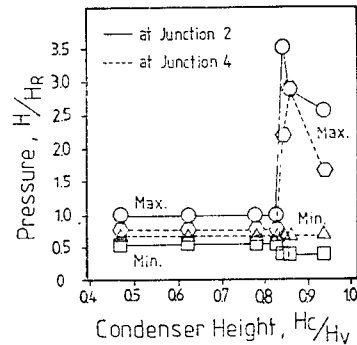


Fig. 14 Variation of transient pressure at Junction 2 and 4 with condenser height

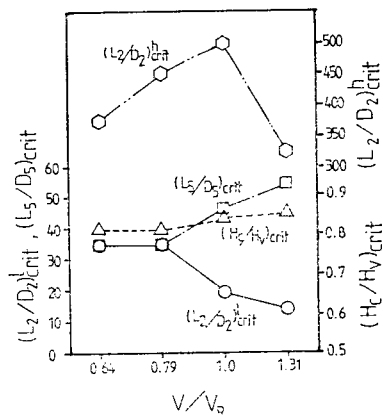


Fig. 15 Variation of critical values of geometric parameters with fluid velocity

이 급격히 상승하는 것을 알 수 있었다.

Fig. 15는 모든 관로의 직경을 기준조건의 0.875, 1.0, 1.125, 1.25배로 각각 증감시켜 관로내의 유속을 변화시켰을 때 취수 및 배수 관로의 길이, 콘덴서 높이의 임계치들을 보여주고 있다. 단면적을 감소시켜 유속을 증가시키면 취수관로의 하임계치는 작아지나 그 외의 임계치는 커졌으며 배수관로의 상임계치는 커지다가 어느 유속이상에서는 다시 작아졌다.

기준조건에서는 합쳐진 관로의 단면적을 상류관로의 것의 2배로 하여 관로내의 유속을 일정하게 유지하였는데 Fig. 16은 합쳐진 관로의 단면적을 상류관로의 것의  $\sqrt{2}$  배로 하여 관로 단면적을 점차로 줄여서 하류로 갈수록 유속이 빨라지게 한 경우 계통내 각 접합부에서 발생한 과도압력의 최대, 최소값을 나타낸다. 그림에서 볼 수 있는 것처럼 관로 단면적의 점진적 감소는 콘덴서 하류측의 압력에는 거의 영향을 미치지 않고 접합부 1, 2에서만 약간의 압력 증가를 가져왔다. 이는 하류측 관로면적의 축소에 의한 정상상태에서의 마찰손실수두 증가에 의한 것으로 생각된다. 관로 면적의 감소는 제작 및 시공 비용을 줄일 수 있을 뿐더러 유속 증가로  $(L_s/D_s)_{crit}$  값을 크게 할 수 있어 지리적 여건상 긴 배출관로가 필요한 경우 경제적인 측면에서 바람직하다.

기준조건에서 사용한 원형강관과 단면적이 동일한 정사각형 콘크리트관을 사용하였을 때 계통내에 발생한 과도압력의 최대, 최소값이 또한 Fig. 16에 나타나 있다. 그림에서 볼 수 있는 것처럼 최대, 최소압력값이 두 경우에 별차이가 없는 것을 알 수 있으며 이 결과는 원형강관의 경우 기준조건보다 두꺼운 관을 사용하여 압력파속도가 1.27배(1184/930) 증가 되었을 경우

와도 동일하다. 따라서 계통내 발생한 과도압력은 압력과 속도의 변화에 별로 영향을 받지 않는다는 것을 알 수 있다.

#### 4. 결 론

4대의 펌프로 구성된 콘덴서 냉각수 계통에서 펌프가 동시에 또는 부분적으로 전원차단 되었을 경우 행한 수치해석에서 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 송출밸브의 운전조건은 계통내 수격현상에 중요한 영향을 미치며 밸브의 개도가 작을수록, 또 밸브를 닫는 속도가 빠를수록 계통내 최소 압력이 낮아져 수주분리에 의한 급격한 압력상승이 일어날 가능성이 커진다.
- (2) 파도는 계통내에 같은 주기의 압력변동을 유발시키나 진폭은 배수구에서 멀어질수록 특히 콘덴서 상류에서 급격히 감소한다. 간만의 차에 의한 해면의 수위변화는 계통내 과도압력의 최대, 최소값을 간단한 차만큼 상향시켜 준다.
- (3) 수주분리현상에 의한 급격한 압력상승은 취수관로의 길이가 어느 하임계치보다 짧아지거나 또는 상임계치보다 길어질때, 또 배수관로의 길이와 콘덴서 높이가 어느 임계치보다 커질때 발생하며, 관로내의 유속이 증가하면 취수관로의 하임계치는 작아지나 그외의 임계치는 커진다.
- (4) 합쳐진 관로의 단면적을 기준조건의  $1/\sqrt{2}$  배로 감소시키는 것은 콘덴서 상류측에는 약간의 압력상승을 가져오지만 하류측에는 거의 영향을 미치지 않으므로 경제적인 측면에서 바람직하다.
- (5) 원형강관을 사용한 경우와 동일 단면적인 정사각형 콘크리트관을 사용한 경우 계통내의 발생한 최대 최소 압력은 거의 차이가 없다.

#### 후 기

본 연구는 1984년도 문교부 학술연구 조성비에 의하여 수행되었으며 이에 관계자 여러분께 깊은 감사의 뜻을 포함합니다.

#### 참 고 문 헌

- (1) E.B. Wylie and V.L. Streeter, *Fluid Transients*, McGraw-Hill, 1978

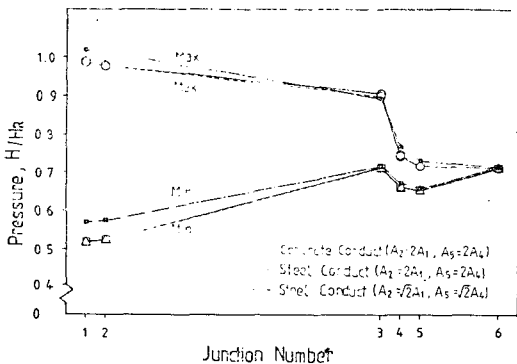


Fig. 16 Effects of material and geometry of conduits on envelope of maximum and minimum transient pressure along junction points



- (2) T.J. Sheer, "Computer Analysis of Waterhammer in Power Station Cooling Water System", Proc. of the 1<sup>st</sup> Int. Conf. on Pressure Surges, pp.D1-1~16, 1972
- (3) H.H. Safwat and J.P. de Kluyver, "Digital Computations for Waterhammer Column Separation", Proc. of the 1<sup>st</sup> Int. Conf. on Pressure Surges, pp.C5-53~68, 1972
- (5) M.H. Chaudhry, *Applied Hydraulic Transients*, Van Nostrand, 1979
- (6) M. Marchal, G. Flesh, and P. Suter, "The Calculation of Waterhammer Problems by Means of the Digital Computer," Proc. Int. Symp. Waterhammer Pumped Storage Projects, ASME, 1965
- (7) H.W. Chang, "Numerical Analysis of Water Hammer in Condenser Cooling Water Systems", Report to Korea Research Foundation, 1985
- (8) J. Parmakion, *Water Hammer Analysis*, Dover Publications, 1963
- (9) A.R.D. Thorley and C. Guymmer, "Pressure Surge Propagation in Thick-walled Conduits of Rectangular Cross Section," J. of Fluid Engr., Trans. of ASME, pp. 455~460, 1976
- (10) K.S. Nam, and Y.H. Seung, "Oceanographic Studies for Yeong Gwang Nuclear Power Plant," Korea Ocean Research and Development Institute, KIST, 1980