

# 수격현상에 대한 수치적 고찰

전 광 민\*

## A Computational Analysis of Water-Hammer

Kwang Min Chun

### Abstracts

The water-hammer phenomena caused by pump power failure are analysed by digital computer. Asan cooling water pipe system has been chosen as a model.

It is Shown that after power failure the pressure at the pump outlet drops sharply, and to prevent reverse flow, either butterfly valve or check valve can be used. After the valve closure, pressure oscillates behind the valve.

To weaken the pressure wave, it is recommended to install a servo-operated valve in a by-pass Line around the pump and the check valve.

### 기 호 설 명

영문자

a : 음속

D : 관지름

f : Darcy-Weisbach friction factor

f : + x 방향의 파

F : - x 방향의 파

g : 중력가속도

H : Piezometric head

Kf: loss coefficient

N : pump 회전 속도

P : 압력

T : 토크

U : Z 방향 속도

V : x 방향 속도

x : 축방향

z : -x 방향

회답문자

$\alpha$  : 펌프 회전속도비 =  $\frac{N}{N_r}$

$\beta$  : 펌프 토크비 =  $\frac{T}{T_r}$

\* 正會員, 漢陽大學校 機械工學科 專任講師

$$\nu : \text{펌프에서의 유속비} = \frac{V}{V_r}$$

$$h : \text{펌프에서의 양정비} = \frac{H}{H_r}$$

- $\rho$  : 밀도
- $\Delta t$  : 계산시의 시간간격
- $w$  : 각속도
- 하기첨자
- $i$  : node 표시
- $j$  : 구간 (leg) 표시
- R : 정상상태 표시
- 상기첨자
- t : 시간
- o : 초기조건

### 1. 서 론

펌프의 동력 상실로 인하여 발생하는 수격현상은 보통 배관제가 겪는 가장 극한적인 상황이다. 1) 동력이 상실된 직후 펌프 출구에서의 압력과 속도는 급격히 감소된다. 만약 회전부분의 관성모멘트가 크지 않을 경우 압력은 증기압이하로 내려갈 수 있다. 이때 발생한 기포가 부서질때 고압이 발생한다. 2) 만약 펌프출구에 있는 밸브가 닫히지 않을 경우에는 역류가 발생하며 이때 펌프는 저항의 역할을 하여 압력이 올라간다. 이상과 같은 과도현상을 해석하는 방법은 도식해법과 수치해법으로 나눌 수 있다. 도식해법은 배관제가 복잡하고 마찰손실을 고려해야 하는 경우에는 부적합하다. 수치해법은 현재 평면파 해석 (wave-plan analysis) 3), 6)과 특성해석 (characteristic method) 4), 8), 9) 이 많이 사용된다.

이중 평면파 해석은 물리적 해석이 쉽고 복잡한 배관제에 적용하기 용이하므로 이 연구에서는 평면파해석을 택하였다. 모델로는 아산 화력발전소의 냉각수배관제를 선택하고 순환수펌프의 동력이 상실되었을때 발생하는 수격현상을 해석하였다.

펌프의 전체 동작구간에 걸친 특성은 매우 한정되어 있다. Donsky 5)에 세가지 비속도 (Specific speed :  $N_s$ )에 대한 펌프특성을 제시하고 실제의 펌프비속도가 Donsky 5)에 주어진 비속도와 일치하지 않는 경우에는 가장 낮은 비속도의 펌프특성을 사용할 것을 권하고 있다. 그러므로 이 연구에서는 가장 낮은 비속도  $N_s = 1800$ 을 택하였다.

### 2. 수학적 모델<sup>(4)</sup>

$$\text{운동방정식 } gHx + VVx + Vt + \frac{V|V|}{2D} = 0 \quad (1)$$

$$\text{연속방정식 } VHx + Ht - V\sin\alpha + \frac{a^2}{g} Vx = 0 \quad (2)$$

식 (1)에서 convection term과 friction term을 무시하면

$$Hx + \frac{1}{g} Vt = 0 \quad (3)$$

식 (2)에서 convection term과 gravity term을 무시하면

$$Vx + \frac{g}{a^2} Ht = 0 \quad (4)$$

식(3), (4)에서

$$H_{tt} = a^2 H_{xx} \quad (5)$$

$$V_{tt} = a^2 V_{xx} \quad (6)$$

식 (5)의 일반해는

$$H - H_0 = F\left(t + \frac{x}{a}\right) + f\left(t - \frac{x}{a}\right) \quad (7)$$

식 (6)의 일반해는

$$V - V_0 = -\frac{g}{a} \left[ F\left(t + \frac{x}{a}\right) + f\left(t - \frac{x}{a}\right) \right] \quad (8)$$

### 3. 수치적 모델<sup>(6)</sup>

평면파해석은 밸브의 면적변화나 펌프의 동력 상실로 인하여 발생한 교란을 계산시간력  $\Delta t$ 에서는 일정하다고 가정한다. 먼저 그 교란으로 인하여 발생한 유량변화를 계산하고 거기에 따른 압력파의 발생을 계산한다. 이 압력파 (또는

팽창파)는 음속으로 배관계에 전달되며 유량변화와 압력 변화를 수반한다. 다음 단계의 시간에서도 역시 교란이 발생한 지점에서 시작하여 동일과정을 반복한다. 이상과 같은 과정을 반복함으로써 원하는 시간까지의 배관계내의 각 계산점 (node)에서의 속도와 압력을 계산할 수 있다.

식 (7), (8)에서 편의상  $Z = -x$ ,  $U = -V$  라 하면

$$U_{i,j}^t - U_j^0 = \frac{g}{a_i} (F_{i,j}^t - f_{i,j}^t) \quad (9)$$

$$P_{i,j}^t - P_j^0 = Pg (F_{i,j}^t + f_{i,j}^t) \quad (10)$$

여기서  $U_{i,j}^t$  : 시간 t 일때 j 구간 i node에서의 유속

### 3.1 관내부 모델

관내부에서의 압력 손실은 가상식 오리피스 (friction orifice)로 대치한다. 3)

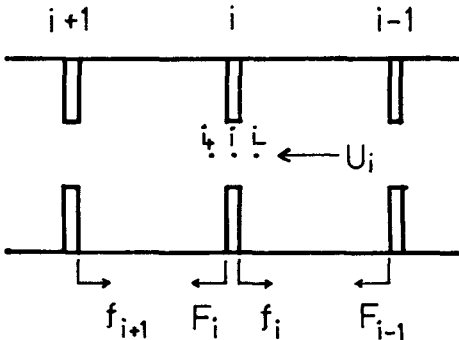


Fig. 1. Model for internal node

i 번째의 node에서 가상적 오리피스의 좌우를 각각  $i_+$ ,  $i_-$  로 나타내면

$$\frac{P_{i_+}}{P} + \frac{U_{i_+}^2}{2} = \frac{P_{i_-}}{P} + \frac{U_{i_-}^2}{2} + Kf \frac{U_{i_+}^2}{2} \quad (11)$$

여기서  $Kf = f \frac{\Delta x}{De} = f a_j \frac{\Delta t}{De}$

식 (9), (10), (11)에서

$$Kf \cdot \frac{(U_{i_+}^t)^2}{2g} = 2 (F_{i_+}^{t-\Delta t} - f_{i_+}^{t-\Delta t}) - 2 \frac{a_j}{g} (U_{i_+}^t - U_{i_+}^0) \quad (12)$$

식 (12)는  $U_{i_+}^t$  에 관한 2차방정식이므로  $U_{i_+}^t$  를 구할 수 있다. 유속  $U_{i_+}^t$  가 node의 증가방향과 반대방향일 때도 유사하게 구할 수 있다.

### 3.2 연결부분 특히 펌프에서

수축, 팽창, 엘보우, 오리피스, 밸브등의 연결부분에서는 loss coefficient Kf를 알맞게 정하면 관내부에서와 같은 방법으로 구할 수 있다.

그러므로 펌프에 대해서만 계산순서를 따라 고찰한다.

① Donsky<sup>(5)</sup>에 주어진 도표를 이용하여,  $V/\alpha \leq 1$ 인 경우  $h/\alpha^2$ ,  $\beta/\alpha^2$ ,  $\alpha/V \leq 1$ 인 경우  $h/v^2$ ,  $\beta/v^2$ 의 값을 찾는다.

② 다음식에 의해 회전속도비  $\alpha$ 를 찾는다. 펌프가 동력을 상실하였 때

$$T = -I \frac{dw}{dt} \quad (13)$$

단 I : 관성모멘트

회전속도비  $\alpha$ 는

$$\alpha_t = \alpha_{t-1} - \beta \frac{30 T_R \Delta t}{I N_R \pi} \quad (14)$$

③ 식 (9), (10)과 다음식에 의해 h를 v의 함수로 표시한다.

$$h = \frac{H}{H_r} = \frac{P_{1,j+1}^t - P_{1,j}^t}{P_{j+1}^0 - P_j^0} \quad (15)$$

단 j는 펌프입구측구간

j+1은 펌프출구측구간임.

④  $v = \frac{U}{U_r}$  을 가정하고 과정 ③에서 얻은 h의 식에 대입하여 그 값이 과정 ①에서 구한 값에 일치할 때까지 V를 변화시킨다.

## 4. 결과 및 고찰

### 4.1 모델화

아산 냉각수 배관계를 모델링한 것을 Fig.2에 보였다.

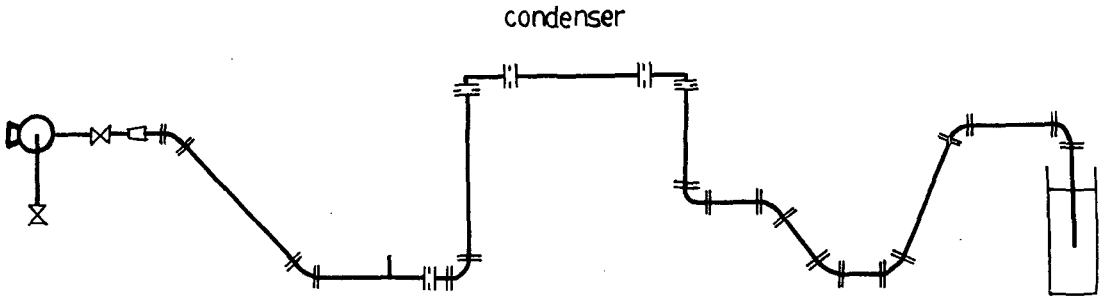


Fig.2. Model for Asan cooling water pipe system

순환 펌프 및 부대 시설의 시방은 표 1 과 같다.

표 1. 순환펌프 및 부대시설의 시방

펌프의 형태	혼류형
정격수두에서의 송출유량 $Q_R$ , ( $m^3/hr$ )	23,100
정격수두 $H_R$ , (m)	7.5
정격회전속도 $N_R$ , (rpm)	320
펌프 효율, (%)	83
송수관의 전 길이 (m)	178
송수관의 평균유속, (m/sec)	1,956
유체의 비중량, ( $kg/m^3$ )	1,025
펌프의 비속도, (gpmunit)	9,240
송수관의 재질	탄소강관
송수관 직경 (inch)	64 & 80
복수기 튜브 재질	알루미늄 황동, 티타늄
펌프의 플라이휠효과 $WR^2$ , ( $kg-m^2$ )	900
전동기의 플라이휠효과 $WR^2$ , ( $kg-m^2$ )	3,200
송수관단의 형태	Siphon

해석하는데 사용한 가정은 다음과 같다.

- ① 밸브특성은 논문(7)의 data 사용
- ② 손실계산은 현대종합기술의 data 사용
- ③ 음속은 평균음속  $a = 3248 \text{ ft/s}$  사용
- ④ 펌프와 응축기 사이의 끝이 열린 파이프를 dead end 로 가정
- ⑤ 응축기의 압력 손실은 오리피스로 대체.
- ⑥ 관내부손실은 연결부분의 손실에 비해 작으므로 무시
- ⑦ 배관계의 입구와 출구의 압력이 일정하다.

⑧ 용해되어 있는 공기 무시.

- ⑨ 특성속도  $N_s = 1800$  으로 하기 위해 펌프의 정격 회전 속도를 62.33 rpm 으로 가정.

#### 4. 2 대표적인 해석결과

네 가지 예에 대해 나누어 생각한다.

- 1) 펌프 출구에서의 Butterfly valve 가 동력 상실 직후부터 닫히기 시작하여 20 초만에 닫히는 경우의 예를 Fig. 3 ~ 6 에 보였다. Fig. 3 에서 동력상실 직후 펌프 출구의 압력이 급격히 감소

함을 알 수 있다. 이는 Fig. 4에서 알 수 있는 바와 같이 펌프의 회전속도비  $\alpha$ 가 급격히 감소함으로써 발생한 팽창파 (expansion wave)의 영향이다. Fig. 5에서, 펌프에서의 유속이 거의 직선적으로 감소하여 4.4초 근방에서 0이 됨을 알 수 있다. 역류가 발생하지 않는 것은 밸브가 닫히고 있기 때문이다. Fig. 6에는 응축기에서의 압력 변화를 보인다. 유동이 멈춘 다음 최대 -1.3, 최소 -10.7 psi의 압력변동이 거의 일정한 주기를 갖고 반복된다. 이것은 Butterfly valve와 출구 사이를 압력파와 팽창파가 번갈아가며 진행하기 때문이다. Butterfly valve 뒤에서는 -0.7~13.7 psi 정도의 압력변동이 발생하며, 고도가 낮은 구간에서는 최고 20.2 psi까지 압력이 상승한다. 이값은 정상상태의 압력을 6.5 psi 정도 초과하는 값이다.

2) Butterfly valve를 check valve로 대체하였을때의 결과를 Fig, 7,8에 보인다. check valve는 유속이 0.1 ft/s에 닫히기 시작하여 0.1초만에 닫히도록 모델화하였다.

Butterfly valve의 경우와 비교할 때 펌프출구에서의 압력이 0.7 psi 정도 더 떨어지며 응축기에서는 거의 비슷하다. 그러므로 펌프출구에 check valve를 사용하여도 Butterfly valve의 경우와 거의 같은 과도 현상이 생김을 알 수 있다.

3) 밸브가 닫히지 않는 경우

4.4초까지는 앞의 두 경우와 거의 일치한다. 그 이후에는 속도가 계속 감소하여 5.6초 때를 예로 들면 -2.3 ft/s까지 감소한다. 이 경우 펌프에서의 압력이 증가하여 펌프와 모우터에 손상을 줄 우려가 있다. 그러므로 펌프출구에 밸브를 설치하여야 한다.

4) 관성모우멘트를 증가시켰을때

펌프출구에서의 급격한 압력강하를 방지하기 위하여 관성모우멘트를 증가시키는 방법이 있다. 관성 모우멘트를 5.13배 증가시켰을 경우의

과도현상이 Fig. 9, 10에 압력강하가 완만하며 최저 압력도 높고 응축기에서의 압력진폭도 작아진다. 그러나 관성모우멘트를 증가시키는 양에 비해 개선된 효과가 작다. 그러므로 효율적이 아니다.

## 5. 결 론

- 1) 주어진 data에 의해 순환계통이 작동하는 경우 기포가 발생하지 않는다.
- 2) 유동이 멈춘후 정상압력을 최고 6.5 psi 초과하는 압력 변동이 있다.
- 3) 펌프 출구의 Butterfly valve를 check valve로 대체하여도 과도 현상은 거의 동일하다.
- 4) 펌프 출구에는 check valve를 설치하고 펌프와 check valve 주위에 by-pass를 만들어 거기에 servo-operated valve를 설치하는 것이 바람직하다.
- 5) 관성 모우멘트를 증가시키는 방법은 비효율적이다.

## 부 기

이 연구에 많은 도움을 주신 KAIST의李宗元 박사님과 연구비 일부를 지원해 준 한양대학교 산업과학연구소, 많은 data와 조언을 해 준 현대종합기술 여러분 특히 주원종 대리께 감사 드린다.

## 참 고 문 헌

1. Kinno, H. : "Water-Hammer Control in Centrifugal Pump Systems", J. Hyd. Div., ASCE, May, 1968
2. Li, Wen-H., Walsch, J. P. : "Pressure Generated by Cavitation in a Pipe," J. Eng. Div., ASCE, vol. 90, No. EM6, Dec., 1964

3. Wood, D. J., R.G. Dorsch, and C. Lightner: "Wave-Plan Analysis of Unsteady Flow in Closed Conduits," J. Hyd. Div., ASCE, vol. 92, no. HY2, March, 1966
4. Wylie, E. B., Streeter, V. L.,: "Fluid Transients", McGraw-Hill, 1978
5. Donsky, B.,: "Complete Pump Characteristics and the Effects of Specific Speeds on Hydraulic Transients", J. Basic Eng., ASME, Dec., 1961
6. Fabric, S.,: "Computer program WHAM for the Calculation of Pressure, Velocity, and Force Transients in Liquid Filled Piping Networks," Kaiser Engineers Report., No. 67-49-R., Nov., 1967
7. 노 충섭: "아산화력발전소 복수기 순환펌프의 수격작용에 관한 연구", 연세대학교 석사 학위 논문, July, 1980
8. Streeter, V. L.,: "Valve Stroking to Control Water-Hammer", J. Hyd. Div., ASCE, March, 1963
9. Streeter, V. L.,: "Water-Hammer Analysis of Pipelines", J. Hyd. Div., ASCE, July, 1964

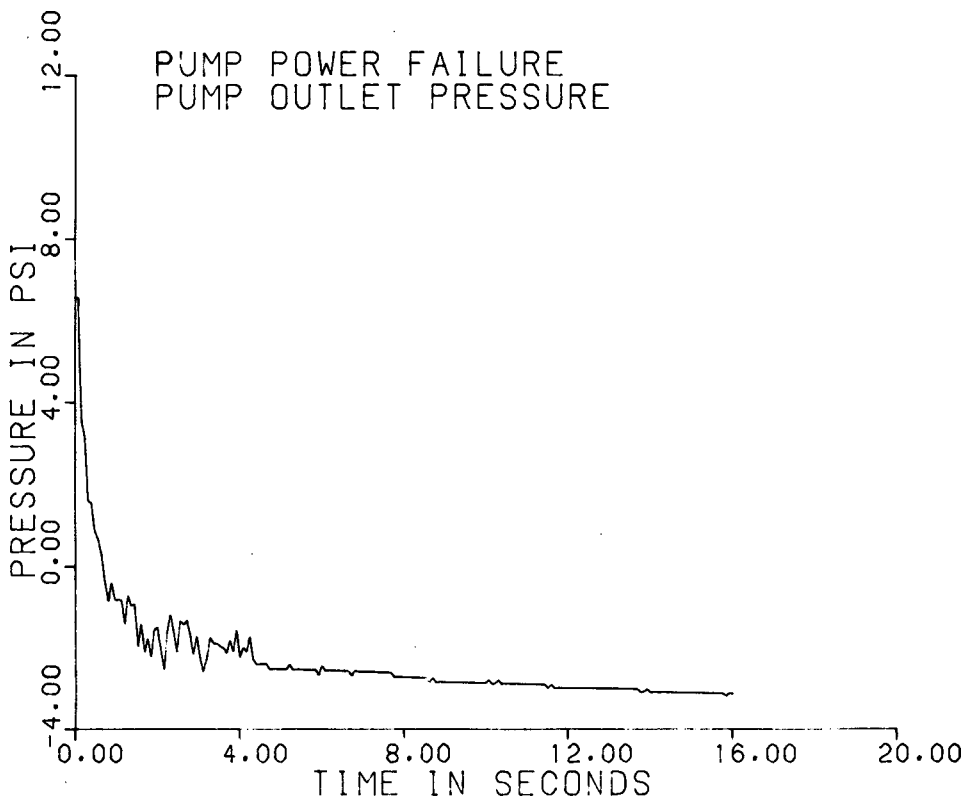


Fig.3. Pump outlet pressure

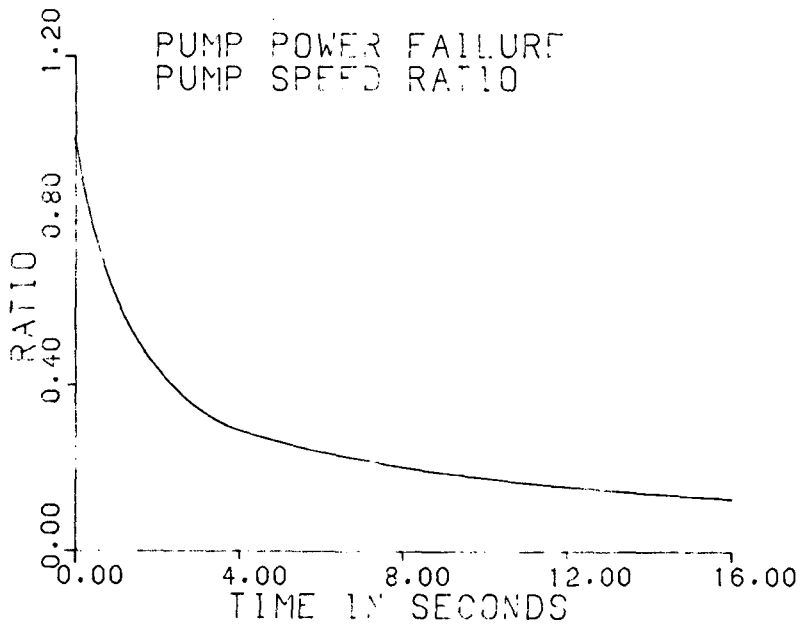


Fig. 4. Pump Speed ratio =  $\frac{N}{NR}$

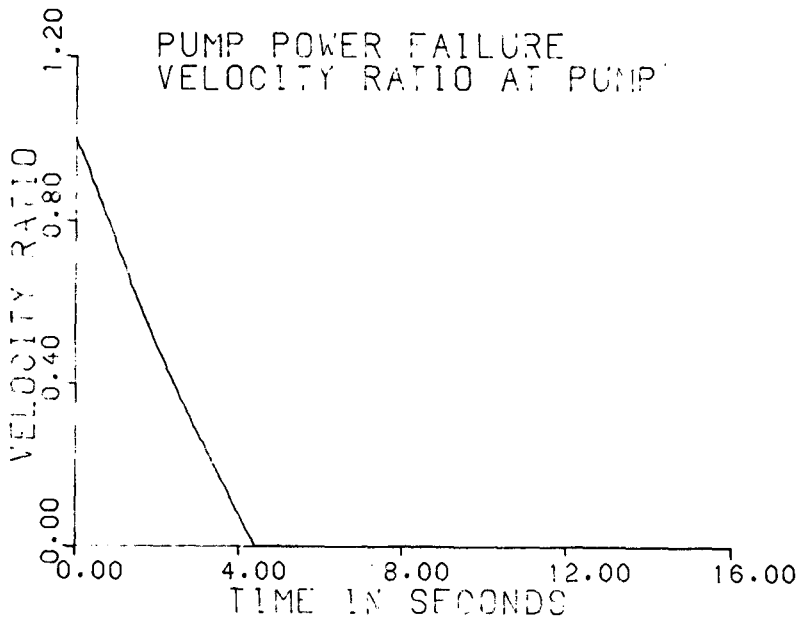


Fig. 5. Velocity ratio at pump =  $\frac{U}{UR}$

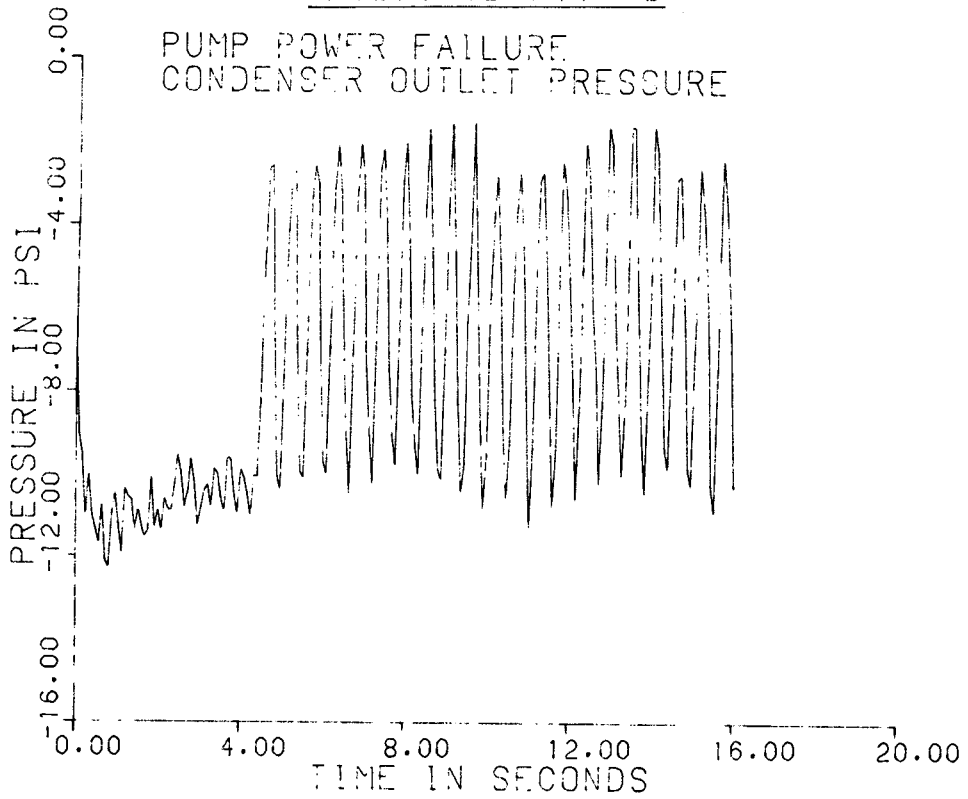


Fig. 6. Condenser outlet pressure

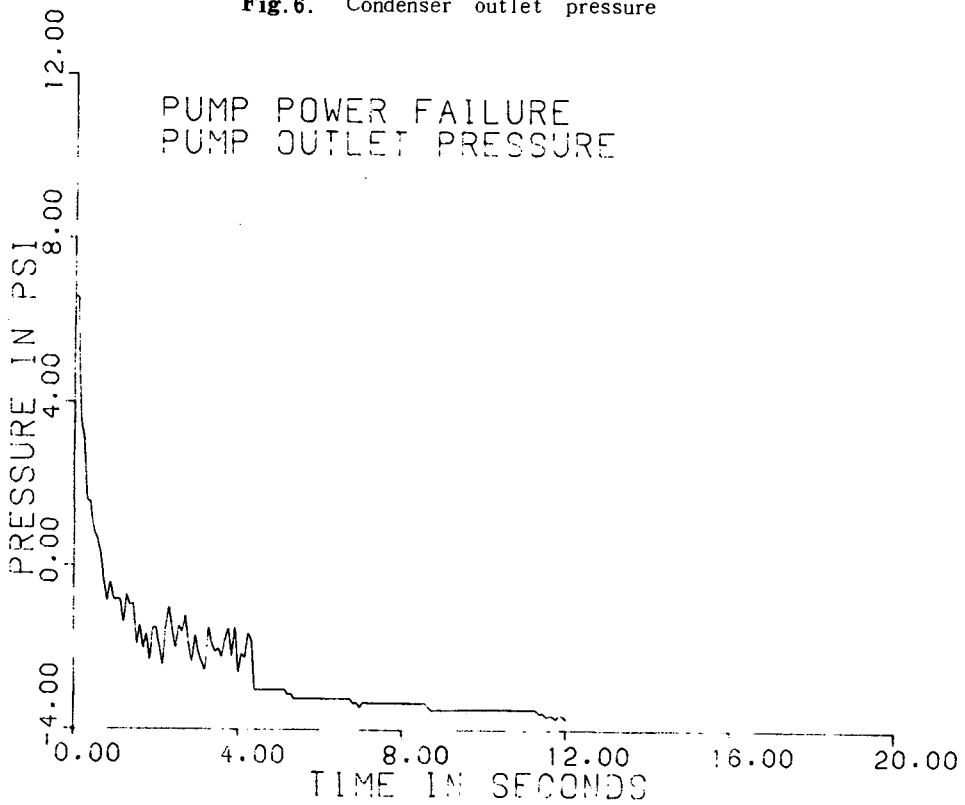


Fig. 7. Pump outlet pressure



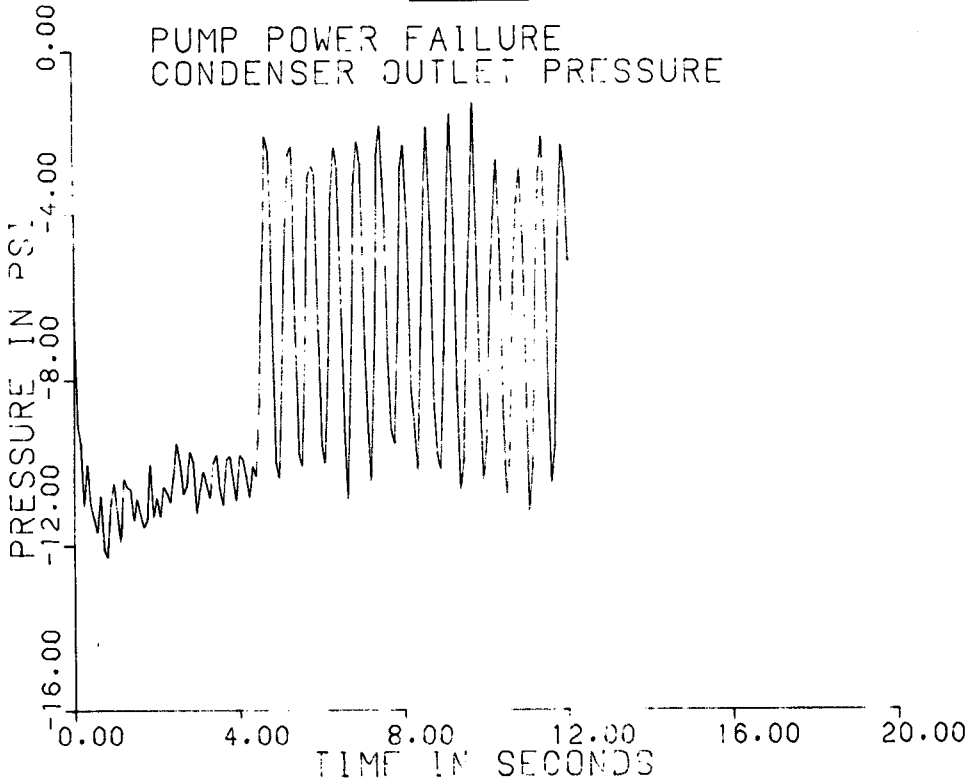


Fig.8. Condenser outlet pressure

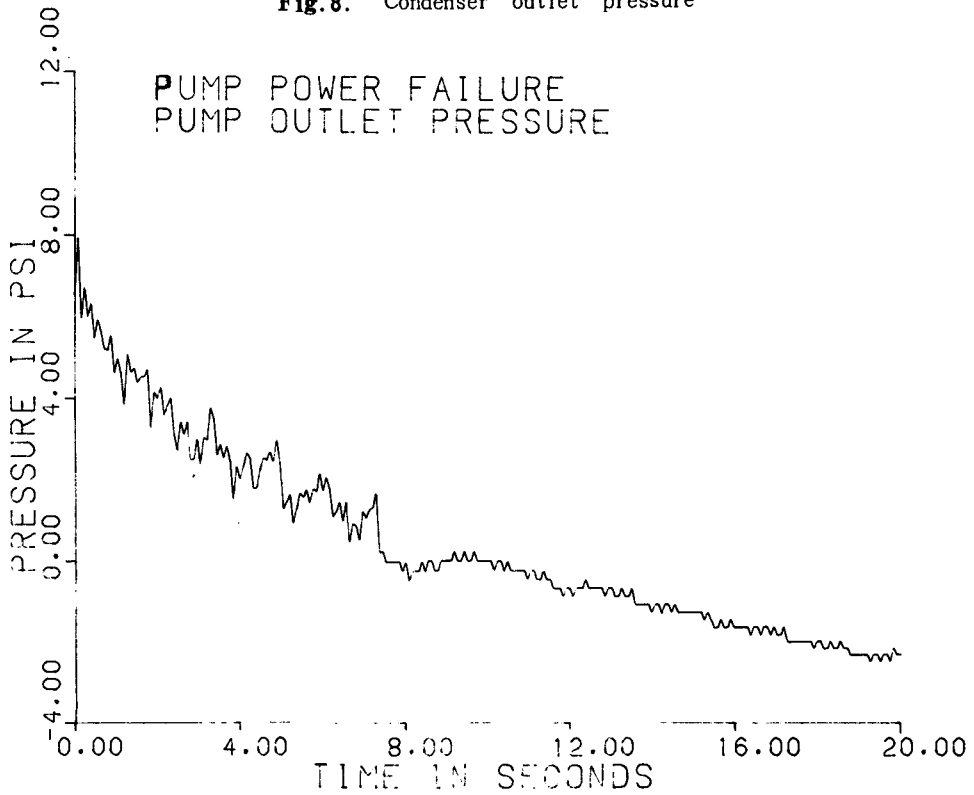


Fig.9. Pump outlet pressure

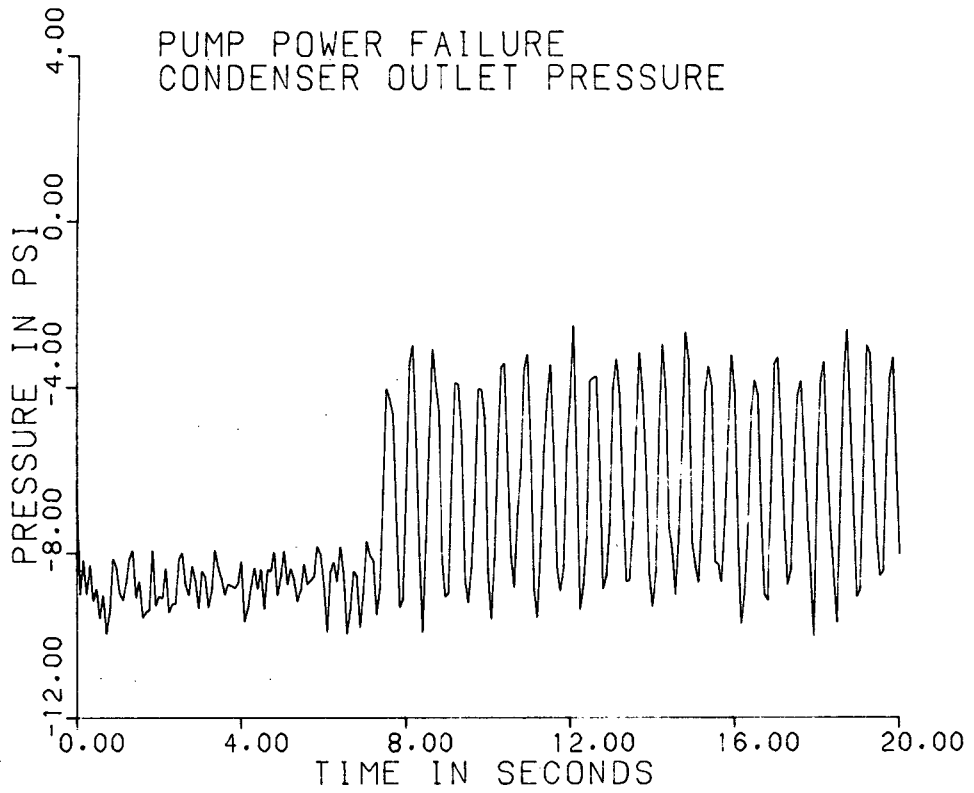


Fig. 10. Condenser outlet pressure