

대형펌프와 조합된 배관계 진동 저감

배춘희, 원종범*, 조철환*, 양경현* 박영필**

Vibration Reduction of Pump And Pipe System

Chun-Hee Bae, Jong-Bum Won, Cheul-Whan Cho, Kyeong-Hyeon Yang, Young Pil Park

Abstract

In this paper, Firstly, it is shown that the high vibration source of piping system is the pulsation transmission of pipe line element, such as, orifice plate, valves and the control valve is a broad band source and the branch wall and the cavity have vortex frequency. Secondly, in order to decrease the high vibration of piping system, some practical Friction damper with high damping have been developed and its effectiveness is investigated as installing it at piping system practically.

1. 개론

대형펌프와 조합된 배관계에 진동이 발생할 경우에는 배관내부 유체유동에 의하여 발생하는 진동 주파수를 분석하여 배관계의 고유진동수와 근접되지 않도록 배관계 지지장치 위치를 바꾸어 공진영역에서 벗어나게 함으로써 진동을 저감하는 방법이 지금까지 주로 사용되어 왔다 그러나 이러한 방법은 배관내부 유동에 의해 발생하는 진동 주파수가 일정하거나 단순할때는 효과가 있으나 Vortex 나 난류에 의해 발생하는 진동주파수 처럼 주파수 영역이 광역화 될 경우에는 구조 변경이 어렵고 때로는 배관계 전체를 바꾸어야 하는 경우가 발생할 수 있다. 이러한 경우에 배관 내부 유체 유동에 의해 발생하는 진동 주파수의 특성을 변화하게 하여 난류 및 Vortex 요인을 제거하고, 유동특성을 단순화 시켜

배관계 동특성 변화를 통해 공진을 피하게 함으로서 진동을 저감시키는 방법이 있는데 여기에 그 방법을 소개한다.

2. 펌프와 배관이 조합된 시스템에서 발생하는 진동 특성

2.1 펌프 유량 공급 계통

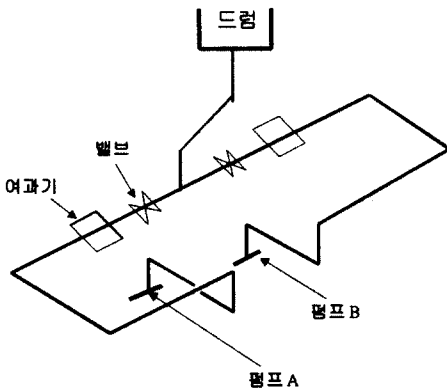
화력발전소 급수계통은 급수저장탱크, 급수펌프, 급수 흡입측 배관계, 급수 토출측 배관계, Minimum Control Valve 등으로 구성되어 있다. 급수저장탱크에 저장되어있는 급수는 급수펌프를 통해 보일러로 보내져, 가열후 증기가 되어 터빈에서 전력을 생산해 내는데 이때 기동직후에는 100%의 유량이 보일러에 필요없으므로 출력이 1/4부하까지는 펌프에서 토출되는 유량 가운데 일정량은 보일러로 보내고 일정량은 Minimum Control Valve를 통해 급수저장탱크로 순환시키고 있는데 여기를

* 정회원 한전 전력연구원

** 정회원 연세대학교

흐르는 양은 부하와 밀접한 관계가 있다. 이때 흡입배관 내부 유체의 특성은 발전설비의 용량에 따라 다르나 본연구에서 인용한 것은 온도가 130° C이고 압력은 3kg/cm², 설계유량은 120T/H 이다.

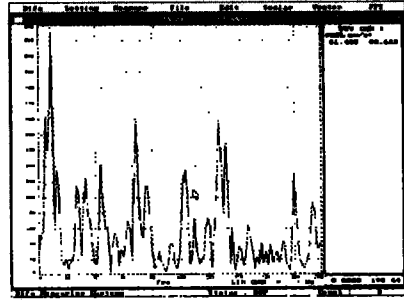
2.2 초기 배관계에서 발생된 문제점
 건설후 시운전시 배관계에 최대 3000μmPP의 진동이 발생되어 배관계의 안정성을 저해하고 있었을 뿐만 아니라 아래 <그림1>에서 알수 있듯이 보일러로 보내어지는 급수량을 조절하기 위해 흡입측 배관계에 Flow Meter가 설치되어 있는데 이 Flow Meter가 심하게 Hunting, 급수 조절이 안되어 시운전이 불가능 하였다.



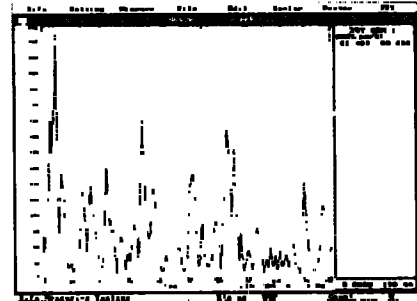
처음에는 제어계통에 문제가 있어 급수조절이 안되는 것으로 판단하여 제어계통 점검을 점검하였으나 아무 이상이 없어 Flow Meter Hunting 원인이 배관계 진동일수 있다는 추론을 가능하게 하였다.

2.3 초기 배관계에서 발생된 진동 특성
 배관계에 발생하는 진동 특성을 분석하기 위해 <그림1>의 분기관에서 진동을 측정 한 결과 <그림2, 3>과 같이 4.68Hz, 6.25

Hz, 7.8Hz, 9.3Hz, 12.5Hz, 14Hz 등 상당히 넓은 광역밴드로서 진동이 발생되고 있었다.



<그림2> 수평방향 진동



<그림3> Axial 방향 진동

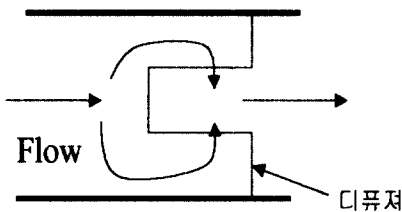
진동 크기는 위치에 따라 차이가 있었으나 최대 9.3Hz 진동 값이 3200μmPP 이었고 12.5Hz는 1800μmPP 다른 성분도 대부분 1000 μmPP 수준이었다. 주파수별 진동크기는 순순간마다 다르나 정리하면 표1과 같다
 진동 저감을 위한 준비 단계로 배관계에서 발생되고 있는 진동의 특성, 발생 원인등에 대한 분석을 시작하였다. 현장에서의 배관내 유동 상태를 관찰한 결과 비규칙적인 Shock 성 소리가 들렸다. 가장 먼저 의심할수 있는 것이 배관계 내부에 공기가 흡입되었거나 급수의 혼합중기화 가능성이었

다.

구분	주파수별 진동크기(μmPP)						
	4.8	6.25	7.8	9.3	12.5	14	
분기관	H	694	1172	936	3200	-	228
	V	1044	-	862	-	1800	-

<표1> 주파수별, 위치별 진동 크기

공기 흡입가능성에 대하여 조사한 결과 이미 공기 추출밸브를 설치하였고, 혼합증기화 가능성 또한 증기표에 의한 정밀검토결과 가능성이 없었다. 시스템 변경 사항에 대한 검토를 한 결과 최초 펌프 설계유량이 110 T/H 인데 실제 밸브 제작이 잘못되어 180T/H 용량의 밸브가 제작 설치되었으며 이로 인해 최소유량조절밸브 후단의 압력강하가 급격하게 발생, 밸브에 캐비테이션이 발생, 밸브 내부가 손상되는등 여러 가지 문제점이 있어 밸브 후단에 디퓨저를 설치, 밸브의 유량을 110T/H로 변경, 운전하고 있었다. 디퓨저 형상을 검토한 결과 <그림4>와 같이 U 자형으로 되어 있고 내부에 수십개의 구멍이 있으며 유동을 크게 방해하고 있음을 추측할 수 있었다.



<그림4> 디퓨저 설치 형상

2.3.1 분기관에서 생성되는 Vortex 진동
주급수 배관에 연결된 분기관에는 <그림 4>와 같이 계통의 유동이 분기관에서 박리 (Separation) 및 재부착 현상이 발생하여 Vortex가 생성된다. 이때 분기관의 모서리

가 예리하게 모가 난 형상일 경우에는 박리 및 재부착 시간이 일정하여 일정주파수의 Vortex가 발생하며 이 Vortex 발생 주파수는 다음식으로 계산한다

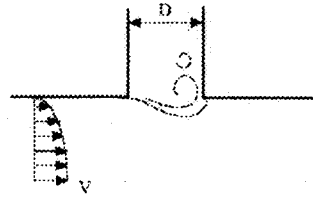
$$f = St \times V / D \text{ -----(1)}$$

여기서 f = Vortex 발생주파수

St = Strouhals No, V = 주배관 유속,

D = 분기관 직경

Strouhals가 보통 0.2에서 0.4이며 분기관에서는 0.3이므로 위식에 의하여 Vortex 주파수를 계산해 보면 $f = 0.3 \times 3.2 / (8 \times 2.54 / 100) = 4.7\text{Hz}$ 이다. 이 주파수는 앞의 4.68Hz와 거의 근접하므로 여기서 나오는 진동 주파수는 분기관 Vortex 주파수임을 알 수 있다.



<그림5> 분기관의 Vortex

2.3.2 압력맥동 과 음향공진에 의한 진동
급수 배관의 음향 공진주파수는 다음식으로 계산한다

$$f_n = na / 2L$$

여기에서, a= 음속, L= 배관길이이다

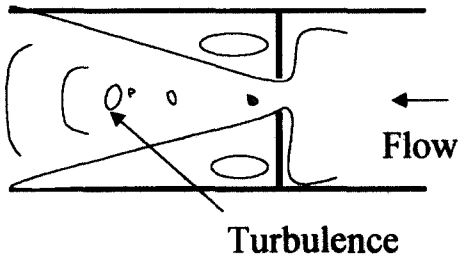
음속은 배관내부의 유체 온도에 의존하며 여기서는 1400m/s 이다. 흡입배관의 길이는 70m 이므로 음향공진 주파수를 계산하면

$$f_n = 1500 / 2 \times 63 = 11.9\text{Hz} \text{ 이다}$$

따라서 흡입배관에서 발생한 12.5Hz 진동은 음향공진 주파수 임을 알 수 있다.

2.3.3 난류에 의한 진동

Orifice Plate, Valve Throttling 등과 같이 유동 면적이 갑자기 변하는 배관내부 유동 시에는 <그림5> 와 같이 Turbulence, Shear layer instability 등 때문에 큰 압력 요동(Pressure Perturbation)이 발생된다.

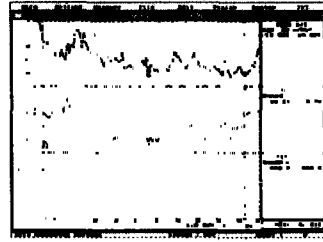


<그림6> Orifice Plate

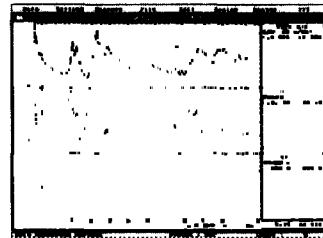
이로 인해 배관계에는 Pulsation Source의 크기에 따라 다르지만 주파수 영역이 매우 넓고 크기가 불균일한 진동이 발생하게 된다. <그림2, 3>에 나타나는 바와 같이 흡입측 배관에 발생하는 진동 주파수 영역이 넓고 크기도 불균일한 것으로 보아 흡입측 배관에 발생하는 진동은 Minimum Control Valve 후단에 설치한 디퓨저 때문인 것으로 판단되므로 Vortex 주파수인 4.8Hz와 음향주파수인 12.5Hz 외의 6.25Hz, 7.8Hz, 9.3Hz, 14Hz 등의 주파수는 난류에 의해 발생하는 진동으로 판단됨.

2.3.4. 급수배관계의 고유진동수

급수배관계의 고유진동수를 측정된 결과 <그림7, 8>과 같이 수평방향은 8.98Hz, 상하방향은 12.89Hz 였다



<그림7> 수평방향 고유진동수



<그림8> 상하방향 고유진동수

3. 이상 진동 발생 메커니즘 규명

<그림3>에서 알수 있듯이 급수배관 스트레이너 부근에서 측정된 진동은 주파수범위가 광역이고 크기가 일정하지 않으며 배관 내부 유동시 Shock 성 흐름 특성이 있는 것으로 보아 밸브 후단에 설치한 디퓨저에 의하여 유동 흐름이 방해되어 여러종류의 진동 주파수가 발생되며 이러한 진동 주파수와 배관의 고유진동수가 근접, 공진에 의해 진동이 크게 상승하는 것으로 판단됨.

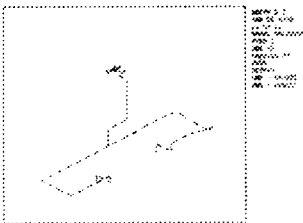
4. 진동 저감 노력

일차적으로 압력 맥동의 불안전 요소를 제거하기 위해 Pulsation source인 밸브 후단에 설치한 디퓨저를 제거하였다. 디퓨저 제거 후 진동을 측정된 결과 <그림9>와 같이 광역대역의 주파수는 모두 없어지고 주진동이 12.5Hz 및 4.68Hz 였다.



<그림9>

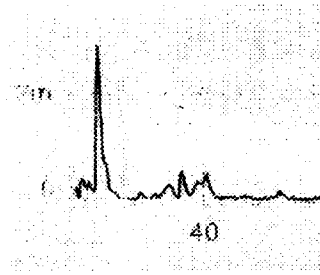
여기서 전자는 배관내 Acoustic Mode 이고 후자는 Vortex 주파수이다. 따라서 디퓨저 제거후 대부분의 난류 성분들은 없어지고 Acoustic Mode 및 Vortex 성분만 배관내에 존재하였고 다시 이성분과 배관의 고유진동수가 근접, 진동을 크게 유발하였다. 배관의 고유진동수를 공진영역에서 벗어나게 하기 위해 배관계를 모델링 해석한 결과 상하방향이 13.9Hz, 수평방향이 9.2Hz로서 현장 실측치와 거의 근접, 경계조건의 적합성을 증명하였다. 해석 결과 측정시 나타난 4.68Hz의 고유진동수는 Local Mode로 판명되었으며 강성 증가를 위해 펌프 흡입측 배관에 Anchor를 설치, 동적거동해석을 한 결과 상하방향의 고유진동수는 <그림12>와 같이 16Hz로 증가하였다.



<그림10>

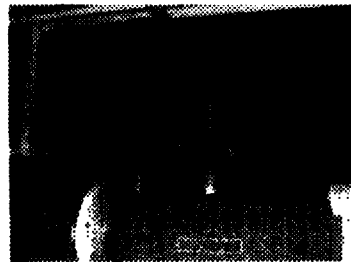
강성 증가후 진동 측정결과 아래 <그림 11>과 같이 5Hz 진동은 미세하고 12.5Hz진

동이 주로 나타났다.



<그림 11>

즉 강성증가에 의해 Local Mode가 없어졌지만 진동크기는 고유진동수가 아직 공진 영역에 있는 관계로 700 μ mp 정도로 높게 나타나 배관계에 아래 <그림12>와 같이 Friction damper를 설치, 배관계 댐핑증가를 통해 진동크기를 250 μ mp 이하로 저감시켰다.



<그림11>Friction Damper 설치 형상

5. 결론

이상에서 얻어진 결과를 가지고 요약한 결과 아래와 같다

- (1) 배관계에 설치된 밸브 및 오리피스에서 발생하는 pulsation source 및 source strength를 확인하였으며
- (2) Vortex 주파수 성분은 분기관에서 확실히 생성되고
- (3)Control valve에서 발생되는 진동 주파

수는 broad band 이고

(4) 배관계의 고유진동수 변경이 어려운 경우에는, 배관계 강성 증가를 최대한 억제하면서 배관계 시스템에 댐핑을 증대시키는 Friction Damper를 사용하면 진동 저감 효과가 우수하며

(5) 급수 배관 설계시 배관계 길이는 가능한 짧게 하여 고유진동수를 20Hz 이상으로 만들거나 배관계 유량조절밸브는 미로형 다단 오리피스를 사용하는 것이 바람직함.

참고문헌

- (1) Blevin R.D. 1977, flow induced vibration, Van Nostrand Reinhold ,New York.
- (2) Pulsation Analysis Seminar, setember 19, 1994-setember 21, 1994.
- (3)JOHN E. K. FOREMAN. 1990, Sound analysis and noise control
- (4) M. S. HOWE ,1998, Acoustic of Fluid-Structure Interactions