한국소음진동공학회 2000년도 추계학술대회논문집, pp. 145~149.

대형펌프 토출배관계에서 발생하는 진동 저감

°배춘희*, 원종범*, 조철환*,김성휘* 박영필**

Vibration Reduction of Pump and Piping System

Chun-Hee Bae, Jong-Bum Won, Cheul-Whan Cho, Soung-Hye Kim, Young Pil Park

Abstract

In this paper, Firstly, it is shown that the bending mode vibration of check valve is comparatively large because resonance. Secondly in order to decrese the bending mode vibration of check valve, some practical dynamic vibration absorber have been developed and its effectiveness is investigated as installing it at the check valve of piping system practically.

1. 개론

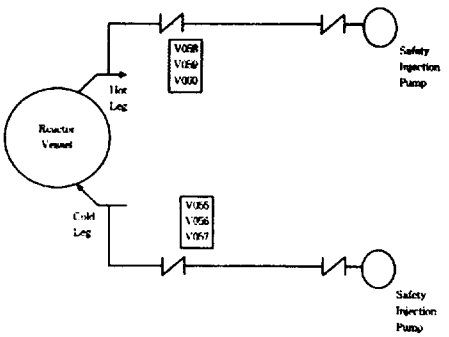
대형펌프와 조합된 배관계에 진동이 발생할 경우에는 배관내부 유체유동에 의하여 발생되는 진동 주파수를 분석하여 배관계의 고유진동수 와 근접되지 않도록 배관계 지지장치 위치를 바꾸어 공진영역에서 벗어나게 함으로써 진동을 저감하는 방법이 지금까지 주로 사용되어 왔다 그러나 이러한 방법은 배관내부 유동에 의해 발생되는 진동 주파수가 일정하거나 단순할때는 효과가 있으나 Vortex 나 난류에 의해 발생하는 진동주파수 처럼 주파수 영역이 광역화 될 경우에는 구조 변경이 어렵고 때로는 배관계 전체를 바꾸어야 하는 경우가 발생할수 있다. 이러한 경우에 배관계의 동특성을 잘 파악하고 구조해석을 수행하여 배관계에 동흡진기를 설계, 부착하면 간단하고 효과적으로 진동을 저감할수 있는데 여기에 그 방법이 개발되었다.

2. 안전주입계통 배관계 역지밸브의 진동특성

2.1 안전주입계통 의 구조

안전주입계통 6" 역지밸브는 원자로 냉각재 계통에 연결되는 안전주입계통의 압력경계밸브로써 미소한 량의 누설이라도 발생할 경우 발전소를 4시간 안에 복구하거나 복원불가능시 6시간 안에 고온대기 상태로 유지해야 하는 안전성 관련 중요밸브이다. 각 밸브는 고온관 및 저온관에 각각 1대씩 총 6대가 설치되어 있으며 아래 그림1에 계통의 개략도를 나타내고 있다.

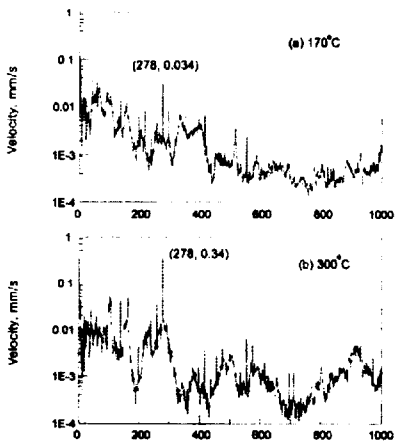
* 정회원 한전 전력연구원
** 정회원 연세대학교



<그림1> 안전주입계통 개략도

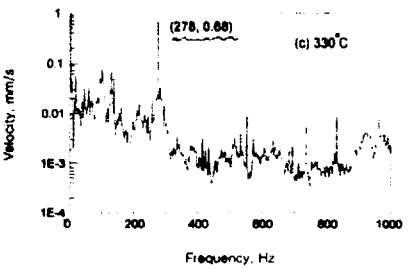
2.2 안전주입계통 역지밸브의 진동 특성

역지밸브에 대한 진동 측정은 현장 여건상 6개 모든 밸브에 대하여 하지 못하고 한 개의 밸브에 대하여 수행하였으며 역지밸브 상부에 가속도 센서를 설치하고 배관내부 유체 온도 변화에 따라 진동을 측정하였다.



<그림2> 진동 측정 결과(170, 300℃)

진동 측정은 발전소 가동조건인 냉각재 온도 170℃ 및 300℃ 와 정상 운전조건인 냉각재 온도 330℃에서 측정 하였으며 주 진동 주파수는 RCP 펌프의 회전주파수인 139Hz의 2차인 278Hz였다 . 진동 크기는 냉각재 온도가 올라갈수록 증가하여 냉각재 온도가 170℃, 300℃, 330℃로 커짐에 따라 진동 크기 또한 0.34mm/sec, 3.4mm/sec, 6.8mm/sec로 커지고 있으며 상기 그림 2는 기동조건인 170℃, 300℃에서의 진동 크기이고 아래 그림3은 정상 운전 상태인 330℃에서의 진동 측정 결과이다.



<그림3> 330℃에서의 진동 측정 결과

3. 진동발생 경로 규명

3.1 펌프 회전주파수 와 배관계 고유진동수와의 구조 공진에 의한 진동

현장에서 안전주입계통을 대상으로 실측한 결과 고유진동수는 모두 100Hz 이하의 주파수 성분이 지배적으로 나타났으며 , 지금 문제가 되고 있는 278Hz 부근의 주파수 성분은 명확하지는 않으나 일부에서 나타나고 있음을 알 수 있다. 해석적인 방법으로 안전주입계통의 고유진동수를 구하기 위해 ANSYS 코드를 사용하여 해석하였다. 해석결과 21차 모드가 약 282Hz 로서 두 개의 주파수 성분이 상당히 근접해 있어 구조공진 가능성이 내재해 있음을 알 수 있다.

3.2 음향공진에 의한 밸브 진동

문제가 되고 있는 RCP의 회전주파수인 139Hz(1차) 의 2차 성분인 278Hz 와 안전주입계통 배관계와의 음향공진여부를 검토한다. 배관계의 음향공진 주파수는 다음식으로 계산한다

주파수 = na/2L (1)

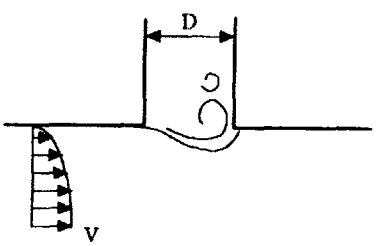
여기서, a: 음속, L:배관길이이다.
식(1)에 의하여 음향진동수를 계산하였으며 계산 결과 아래 표1과 같이 음향공진주파수는 펌프 회전주파수 성분인 278Hz와 근접하고 있어 음향공진을 일으킬 가능성이 매우 높은 것으로 나타났음.

	Hot Leg		
역지밸브	V058	V059	V060
온도(℃)	320	318	320
음속(m/sec)	844.2	859.5	84.2
공명주파수(Hz)	271.9	284.1	279.1

<표1> 음향진동수 계산 결과

3.3 분기관에서의 vortex 주파수와의 구조공진에 의한 밸브 진동

계통의 유동이 분기관에서 박리 및 재부착 현상이 발생하여 Vortex 가 생성 된다. 이 때 분기관의 모서리가 예리하게 모가 난 형상일때에는 박리 및 재부착 시간이 일정하여 일정 주파수의 Vortex 가 발생하며 이 vortex 생성 주파수와 분기관의 고유진동수 및 공명주파수가 일치하게 되면 밸브 진동을 유발할 수 있다. 분기관에서의 Vortex 생성 모양은 아래 그림4와 같으며



<그림4> 분기관의 vortex 생성 모양

Vortex 발생주파수 계산 결과 34.2Hz 였다. 이 주파수는 문제가 되는 278Hz와는 크게 떨어져 있으므로 Vortex 발생주파수와 안전주입계통 고유진동수와의 구조공진은 발생하지 않을것임.

4. 동흡진기 설치를 통한 진동 저감

4.1 역지밸브의 등가 동특성

역지밸브의 등가 동특성은 역지밸브를 1자유도계로 함으로서 결정된다 첫째 등가 감쇄 계수는 $\zeta e = \Delta\omega/(2\omega n)$ (2)
여기에서 ωn은 Resonance Frequency이고, $\Delta\omega$은 Amax/2 되는 점에서의 진폭의 폭(Band Width)인데 여기서 Amax는 공진시 발생한 최대 진폭이다 다음으로 등가 강성계술르 구하는 것이다 등가 강성계수 Ke는 아래 식 (3)과 같고 등가 질량은 방정식 (4)와 같다

$Ke = 1/(2\ \zeta e.\ Amax)$ (3)

$Me = Ke/\omega n2$ (4)

4.2 동흡진기의 설계

동흡진기의 동특성은 다음과 같은 방정식에 의하여 결정되어졌다

$$Qd = \sqrt{1+\frac{2}{\mu}} \quad (5)$$

$Wd/Wn = 1/\ 1+\mu$ (6)

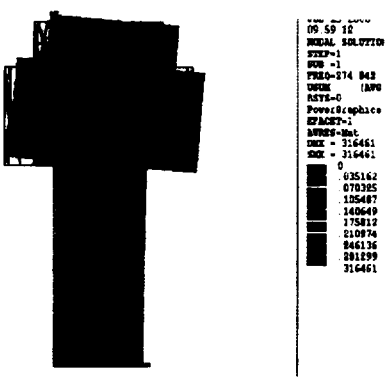
$Kd = Md\ Wd^2$ (7)

$$Cd = \sqrt{\frac{3}{2}\frac{\mu M_d K_d}{(1+\mu)^3}} \quad (8)$$

여기서 Md 는 매스댐퍼의 질량이고 μ는 매스 비, Wd는 댐퍼의 고유진동수(rad/s), Kd는 댐퍼의 스프링 상수(N/m), Cd 는 댐퍼의 점성감쇄계수(N.S/m)이다.
방정식 (5)로부터 Qd는 μ의 크기가 증가함으로서 1에 접근함을 알수 있으나 어떠한 제한 없이 Md를 무조건 증가하는 것은

불가능하다 실제 현장의 설치조건과 제작 조건을 고려하여 결정하는 것이 필요하다 실제로 유체진동을 저감하는 경우에는 매스 비율을 적당히 크게 함으로서 근접된 다른 진동 주파수의 영향을 적게 할 수 있다. 상기에서 얻은 설계변수를 가지고 구조해석용코드인 ANSYS를 사용하여 설계한 작 한 동흡진기가 그림 5, 6에 있다

<그림5> 동흡진기 모델



<그림6> 동흡진기 동특성 해석 결과

이러한 동흡진기를 유한요소로 모델링하여 실제 1차 굽힘 모드가 나오는지 확인하기 위하여 그림 6과 같이 동적거동해석을 수행하였다 동흡진기의 튜닝을 원활하게 하고 특성을 다양하게 하기 위하여 고정 매스 와 이동매스를 동시에 사용하였다 또한 현재 발생하는 진동 주파수가 278Hz로서 주위에 많은 유체 진동 진동이 상존하므로 댐핑계수를 크게 할 필요가 있다 따라서 동흡진기 하부에는 댐핑크기를 크게 하기 위한 오일이 있는데 이 오일의 동점성계수는 240만 스토크 이며 댐핑 크기는 0.25이다. 여기서 사용한 오일은 상시 사용온도인 330℃에서도 댐핑 특성이 변하지 않은 특수한 오일이다. 또한 동흡진기의 고유진동수는 유압가진기에서 sweeping 시험을 통해 동흡진기에 부착되어 있는 이동용 매스를 이동시켜 가며 조정한다

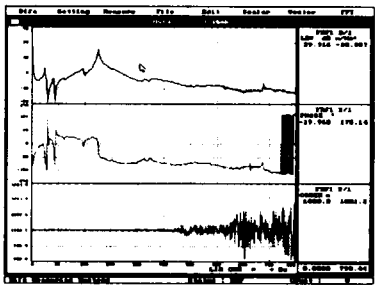
4.3 동흡진기 튜닝

동흡진기의 설계가 아무리 잘되어도 튜닝이 잘못되면 효과는 떨어지게 된다 본연구에서의 튜닝은 설치 위치가 1차계통으로 사람의 접근이 용이하지 않기 때문에 유압가진기 위에서 1차로 튜닝을 하고 현장에서 최종 Fine 튜닝을 하기로 하였다.

<그림 7> 가진기에서의 튜닝

상기 그림7이 유압가진기에서 동흡진기를 튜닝하는 장면인데 튜닝 결과 제작한 동흡진기의 고유진동수는 201Hz 였으며 아래

그림8에 Bode 선도가 나타나 있다



<그림8> 동흡진기 1차 튜닝 결과

실제로 설계 와 현장 시험 결과가 크게 다른 것은 동흡진기 하부 경계조건 때문임. 따라서 이러한 경계조건을 고려하여 동흡진기 길이를 50㎜ 짧게 하여 재제작후 튜닝한 결과 설계치와 일치한 278Hz, 댐핑 0.25를 얻었다.

4.4 개발된 동흡진기의 효과

개발된 동흡진기를 안전주입계통 역지밸브에 6개 설치하였으며 밸브 위치 마다 다른 현장 조건 과 RCP 의 운전에 따른 영향 때문에 Fine 튜닝시 많은 시간이 소요되었다. 현장 Fine 튜닝후 진동을 측정한 결과 진동값은 5.5mm/sec ~ 6.8mm/sec에서 2.4mm/sec ~ 1.9mm/sec로 55%에서 72% 정도로 저감되었다 이러한 진동 저감 효과는 설계 예측치인 80%에 미달하는 것으로 현장 조건에 따른 튜닝의 불안전에 기인한 것으로 판단됨.

5. 결론

(1) 배관계에서 음향공진주파수와 배관계 구조의 공진에 의해 진동이 발생할 경우 동흡진기를 설치하면 구조변경을 하지 않고도 진동을 크게 저감할수 있다.

(2) 고주파용 동흡진기 설계시 중요한 사항 중 하나는 동흡진기가 설치될 하부 경계조건이며 설계 및 튜닝시 정확한 강성 크기가 규명되어야 함.

(3) 동흡진기 에서는 진동 저감 효과 뿐만 아니라 동흡진기 내구성 또한 중요하다.

내구성을 무시하고 진동저감효과만 고려하면 피로파괴가 일어날 수 있으므로 먼저 피로응력을 해석하고 이에 맞는 재료를 선택한후 가진기에서 내구성을 확인한후 현장에 설치하면 진동 저감 효과는 매우 안정적으로 유지된다.

(4)피로응력이 우수한 재질은 스프링강과 SCM계열이므로 진동 크기가 매우 크면서 진동주파수가 30Hz 이상인 곳에는 반드시 SCM 계열을 사용해야 한다

(5) 동흡진기의 이론상 진동 저감 크기는 100% 이나 실제는 매우 어렵다 그러나 적당한 댐핑크기와 매스크기의 결정 및 튜닝의 정확성만 있으면 진동 저감 크기는 90%이상에 이를수 있다

(6) 공진을 피하기 위한 구조 변경시에는 경제적인 비용뿐만 아니라 시간이 많이 소요되나 동흡진기를 설치하면 비용도 절감되고 효과도 매우 우수하여 경제적이다