

원자력 발전소 배관계 글로브 밸브의 고주파 진동 원인 분석 및 해결 사례

A Case Study of Root Cause Analyses and Remedies for High Frequency Vibration of Globe Valve in Nuclear Power Plant Piping System

최 병 화†, 박 수 일*, 전 창 빈**

Choi Byoung Hwa, Park Soo Il, Cheon Chang Bin

Key Words : Flow Induced Vibration (유체여기진동), Vortex Shedding (와류 발산), High Frequency Vibration (고주파 진동), Globe Valve (글로브 밸브)

ABSTRACT

A case history is presented pertaining to high frequency piping vibration and noise caused by globe valve in the spent fuel pool cooling system of nuclear power plant. Frequency analyses were performed on the system to diagnose the problem and develop a solution to reduce the piping vibration and noise.

The source of the high frequency and noise energy was traced to the globe valve located immediately downstream of the centrifugal pump by performing valve throttling test. Measurements of vibration and noise are presented to show that the high frequency vibration and noise amplitude was dependent upon the valve disc position and flow rate. Strouhal vortex shedding frequencies were generated at the exit of the globe valve which excited structural resonance of valve disc and amplified the high frequency vibration and noise. The problem was identified as an interaction between the flow inside globe valve and the valve disc structure.

Attempts to reduce the vibration and noise amplitudes of the piping system were successfully achieved by the modification of guide-disc diameter and disc-edge figure. The valve disc was replaced by an alternative to eliminate the source of the harmful high frequency vibration and noise.

1. 서 론

원자력 발전소에서 직면하는 진동 소음 문제 중 많은 부분이 유체 유동에 의하여 발생하는 유체여기진동(FIV, Flow Induced Vibration)에 기인하고 있다.

유체여기진동은 일차적 진동원이 되는 유체 유동 특성과 진동 발생 메커니즘에 대한 정확한 해석을 수행하기가 쉽지 않아 문제 해결에 많은 어려움을 겪고 있다.

본 연구에서는, 원자력 발전소 배관에 설치된 글로브 밸브에서 발생된 고주파 진동 해결사례를 소개함으로써, 밸브의 유체여기진동에 대한 해결 방법을 제시하고자 한다.

2. 본 론

2.1 문제 개요

문제가 된 밸브는, 울진 5 호기 원자력 발전소 사용후 핵연료 수조 정화 계통에서 정화 펌프 후 단 배관에 유량 조절을 목적으로 설치된 글로브 밸브이다. 시운전 시험 중 진동으로 스템이 마모되어 누설이 발생하였으며, 진동의 발생원인 파악과 함께 근본적인 해결 대책이 요구되었다.

† 한국전력기술(주) 배관기술처
E-mail : sprmar.io@kopec.co.kr
Tel : (054) 781-5835, Fax : (054) 781-3193

* 한국전력기술(주) 배관기술처

** 한국전력기술(주) 배관기술처

2.2 시험 및 측정

(1) 운전 조건

시험은 다음과 같은 가동 중 원자력 발전소의 사용후 핵연료 수조 정화 계통의 정상 운전 조건 하에서 수행되었다.

- 펌프 분당 회전수 : 3600 rpm
- 펌프 정격 토출 유량 : 19 liter/sec.

(2) 측정 장비

진동 소음 데이터 측정에 사용된 측정장비는 다음과 같다.

- 주파수 분석기 : LMS Pimento P103
- 진동 측정 센서 : Kistler ICP Accelerometer
- 소음 측정 센서 : G.R.A.S Microphone

(3) 측정 위치

다음과 같은 지점에 가속도계를 설치하여 진동 데이터를 측정하고, 글로브 밸브 전방에 마이크를 설치하여 소음을 측정하였다.

- 펌프 토출 배관 글로브 밸브
- 펌프 흡입 배관 Strainer Flange
- 펌프

2.3 시험 데이터 분석

(1) 소음 데이터 분석

소음은 최대 112.7 dB(A) 의 극심한 소음이 발생하였으며, 500 Hz ~ 3000 Hz 에 이르는 넓은 대역의 주파수 분포를 보이고 있다.

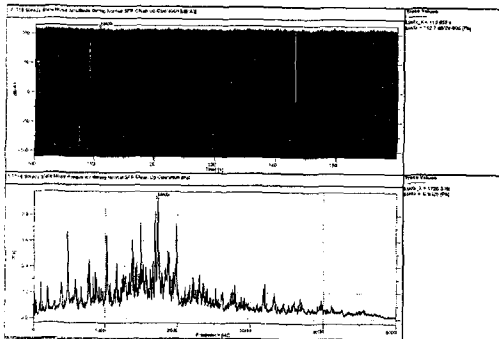


그림 1. 소음 주파수 분석

(2) 진동 데이터 분석

가) 배관계 건전성 평가^{(1),(2),(3)}

진동에 대한 배관계 건전성 영향평가는 ASME OM Part 3 에 명시된 정상상태 진동 속도의 최대 피크(0-Peak) 허용치를 기준으로 평가하였다.

진동 속도 최대 피크에 대한 허용치는 다음 식의 변수들을 이용하여 구할 수 있으며, 이 허용치를 초과한 진동이 발생하였을 경우 ASME OM Code 에서는 배관의 건전성을 확보하기 위한 적절한 시정 조치를 요구하고 있다.

$$V_{allow} = \frac{C_1 C_4}{C_3 C_5} \frac{3.64 \times 10^{-3} (S_d)}{\alpha C_2 K_2}$$

여기에서

- C_1 = 집중질량에 대한 보정계수 = 0.15
- $C_2 K_2$ = ASME BPV Code 에 정의된 응력지수 = 4.336
- C_3 = 배관 내용물에 대한 보정계수 = 1.5
- C_4 = 배관 형상에 대한 보정계수 = 0.74
- C_5 = 지배 주파수에 대한 보정계수 = 0.3
- α = 허용 응력 감소 계수 = 1.0
- S_{e1} = ASME BPV Code Section III 그림 I-9.2.2 로 부터 구한 10^{11} 사이클에서 반복응력 S_A 의 0.8 배 = 13,600 psi

배관 건전성 평가 결과, ASME OM Part 3 의 최대 피크(0-Peak) 속도 허용치는 1.689 in/s 이며, 펌프 흡입측 배관의 진동 속도는 최대 0.5748 in/s 로서 허용 기준치를 만족하였다.

그러나, 펌프 토출측 배관은 최대 2.461 in/s 로서 허용 기준치에 45.7%를 초과하여, 배관계 건전성 확보를 위한 적절한 시정 조치가 필요하였다

나) 진동 주파수 분석

진동은 주파수를 분석하여 분포 특성을 살펴 보면 개략적으로 그 진동 원인을 추정할 수 있다.

예를 들어, 원심 펌프와 같은 회전기기는 축 회전수와 동일한 기저 주파수와 펌프 깃(Vane)의 숫자만큼 배수로 증가하는 특정 가진 주파수에 집중되어 있는 분포 특성을 보인다.

반면에, 유체의 가진에 의한 진동은 가진 주파수가 어느 특정 주파수에 집중되어 있지 않고 넓

은 주파수 범위에 걸쳐 복잡한 형상으로 분포되는 특성이 있다. 특히, 유체에 기인한 고주파진동은 주로 500 Hz 이상의 광대역 주파수에서 발생된다.

진동 가속도 신호를 주파수 분석한 결과, 그림 5 와 같이 1700 Hz 를 중심으로 넓은 영역에 복잡한 형상으로 분포된 것으로 미루어 밸브의 진동은 유체에 기인한 것으로 판단할 수 있었다.

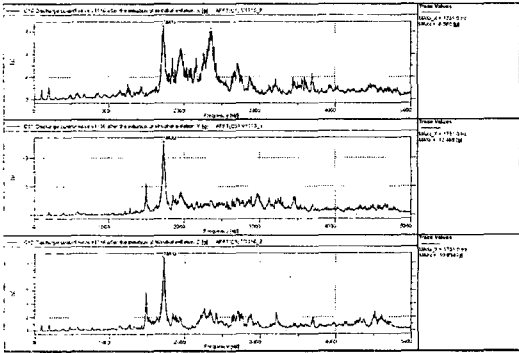


그림 5. 진동 가속도 주파수 분석

3. 근본원인 분석(Root Cause Analysis)

3.1 글로브 밸브 내부 구조분석⁽⁴⁾

글로브 밸브는 디스크가 스템에 완전히 고정되지 않는 분리형 구조로 설계되어 있다. 즉, 그림 6 과 같이 디스크는 스템 선단에 디스크 니트 또는 스커트의 나사로 체결되어 일정 범위 내에서 움직일 수 있도록 되어 있다. 이런 구조는 디스크가 시트면에 딱 끼이는 코킹현상이 발생되지 않으면서, 디스크와 시트간에 기밀을 유지하는 목적으로 설계된 것이다.

이와 같은 글로브 밸브 디스크 구조는, 밸브가 완전히 닫혀있을 때는 유로의 정면에서 유체 저항을 직접적으로 받게 되므로 문제가 없다.

그러나, 밸브가 열려 중간 개도를 유지할 경우에는 스템과 디스크 간극에 의한 미세한 움직임이 생기며, 밸브 몸통의 복잡한 내부 형상에 의한 난류가 디스크에 국부적인 불안정한 진동을 발생시키게 된다.

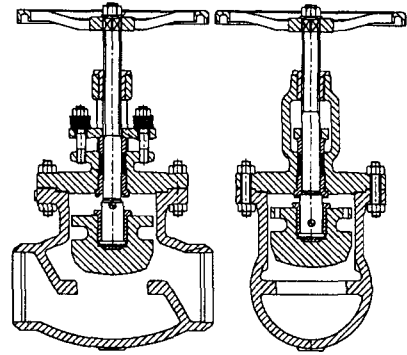


그림 6. 글로브 밸브 내부 구조

3.2 밸브 스로틀(Throttle) 시험

그림 7 과 같이 10 ~ 30 liter/sec. 범위에서 단계별로 유량을 증가 시키면서 진동 변화 추이를 확인하는 밸브 스로틀 시험을 수행하였으며, 다음과 같은 사실을 확인하였다.

- ① 진동과 소음의 크기는 14 liter/sec.에서 급격하게 최대 크기의 진동이 발생한다.
- ② 최대 크기 진동이 발생한 후, 유량을 증가시켜도 크기가 변화하지 않고 지속적으로 유지된다.
- ③ 25 liter/sec. 이상에서 진동과 소음이 급격하게 감소한다.

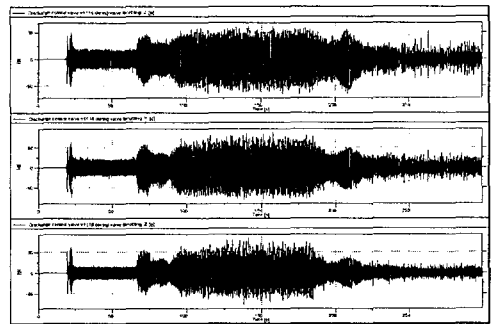


그림 7. 밸브 스로틀 시험 중 진동 변화

4. 해석 이론

$$f = \frac{SV}{D}$$

4.1 유체 가진 메커니즘(Flow Excitation Mechanism) ⁽⁵⁾

밸브와 같은 유체 기구의 고주파 진동은 약 500 Hz 이상의 주파수대에서 발생하며, 주로 와류 발산(Vortex Shedding)에 그 원인이 있다.

와류 발산은 그림 8 과 같이 유체 경로상에 구조물이 존재할 때, 그 구조물을 휘감고 흐르는 유체 유동의 변화에 의하여 발생한다.

낮은 유속에서는 유체가 구조물을 완전하게 감싸고 흐르다가, 유속이 빨라짐에 따라 구조물의 흐름 끝단에서 유동 경계층이 박리되어 전단층을 생성한다. 이러한 전단층의 작용으로 반복적으로 변동하는 압력장이 발생하고, 이로 인하여 유체의 와류발산이 시작된다.

여기에서

f = 와류 발산 주파수(vortex shedding frequency)

V = 유체 속도

S = Strouhal Number, 0.2 ~ 0.5

D = 유동 제한 구조물의 유효 지름

4.2 진동 증폭 메커니즘(Vibration Amplification Mechanism) ^{(5),(6)}

와류 발산으로 생성되는 압력 맥동은 그 크기가 매우 작으며, 단독으로 심각한 진동이나 소음을 일으키는데 필요한 에너지를 충분히 가지고 있지 않는 것이 일반적이다.

그러나, 유동 제한 구조물이 진동하고 그 주파수가 와류 발산 주파수의 $\pm 40\%$ 이내에 존재하게 되면, 와류 발산 주파수가 유동 제한 구조물의 고유 진동수로 이동하여 동기화(Synchronization)됨으로써 공진되어 심각한 진동으로 증폭된다. 이러한 진동 증폭 메커니즘은 유동 제한 구조물의 흐름 끝단(Trailing Edge)의 기하학적 형상 차이와 미세한 움직임에 대하여 민감하게 발생한다.

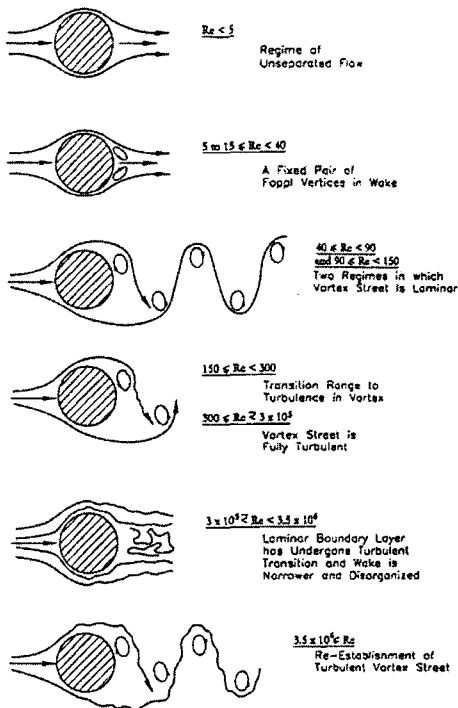


그림 8. 유체 유동장에 대한 와류 발산

와류 발산에 의하여 발생하는 압력 맥동 주파수는, 다음과 같이 Strouhal Number 개념을 이용하여 구할 수 있다.

5. 고찰

5.1 진동 발생 메커니즘

앞서 수행된 밸브 스톱 시험 결과와 관련 유체여기진동 이론 검토, 그리고 밸브 내부 구조분석 결과를 토대로, 다음과 같이 글로브 밸브의 진동 발생 메커니즘 모델을 수립하였다.

- ① 글로브 밸브의 몸통 구조상 유체의 흐름이 S자 형태로 유체 방향이 변경되면서 난류가 형성된다. 형성된 난류는 디스크 상부의 불균일한 거친 표면으로 심화되며 디스크의 미세한 진동을 유발한다.
- ② 디스크가 밸브 내 유체의 유동 제한 구조물로서 작용하여 와류 발산이 시작되며, 유체 속도에 비례하는 와류 발산 가진 주파수로 디스크를 가진한다.
- ③ 스템의 연결 구조에 의해 허용되는 디스크의

국부적인 진동이, 이미 형성된 와류 발산 가진 주파수를 밸브의 구조 고유 진동수로 이동시켜 동기화됨으로써 구조적 공진이 발생된다.

- ④ 공진으로 증폭된 디스크의 진동과 유체가 밸브를 통과할 때 생기는 압력 강하, 그리고 날카로운 디스크 모서리 끝 형상으로 가중되는 유동 박리(Flow Separation)로 캐비테이션이 발생된다.
- ⑤ 캐비테이션으로 발생된 유체내의 기포가 파열되면서 생기는 충격파로 높은 광대역 주파수 진동과 높은 음향 에너지를 갖는 소음이 발생한다.
- ⑥ 밸브의 진동으로 배관계가 진동한다.

5.2 시정 조치 및 재시험

(1) 시정조치 (Corrective Action)

수립된 진동 발생 메커니즘에 대한 분석 결과, 다음과 같은 진동 저감 대책을 고려하여 그림 9와 같은 새로운 밸브 디스크를 제작하였다.

① 디스크 가이드의 지름을 4 mm 확대하여 몸통 안내면과의 간극을 축소하여 디스크의 과도한 움직임을 제한하고, 디스크에 대한 강성 지지 추가로 디스크의 고유 진동수를 높여 와류 발산 가진 주파수와 동기화되지 않도록 분리시켜 공진을 회피한다.

② 거친 표면의 디스크 상부를 매끈한 유선형 구조로, 날카롭던 각 모서리 부분은 부드러운 곡선으로 처리하여 난류와 유동 박리 현상을 최대한 억제한다.



그림 9. 개선 전후 밸브 디스크 형상

(2) 재시험 결과

기존의 밸브 디스크를 새로 제작한 디스크로 교체하여 동일한 정상 운전 조건하에서 시험을 수행한 결과, 소음 및 진동 크기가 표 1에 정리한 바와 같이 현저히 감소한 것을 확인하였다.

배관계 건전성 평가에서도, 펌프 토출측 배관의 최대 진동속도가 2.461 in/s 에서 0.817 in/s로 감소하여, 허용 기준치 1.689 in/s 를 만족함으로써 배관 건전성을 확보하였다.

표 1. 밸브 소음 및 진동 감소량

구분		개선 전	개선 후	감소량	감소율
소음 (dB)	Maximum	112.7	90.5	22.2	19.7%
	RMS	98	73.6	24.4	24.9%
가속도 (g)	Maximum	84.69	37.17	47.52	56.1%
	RMS	12.24	5.86	6.38	52.1%
속도 (in/s)	Maximum	2.461	0.817	1.644	66.8%
	RMS	0.539	0.123	0.416	77.2%
변위 (mil)	Maximum	12.89	5.75	7.14	55.4%
	RMS	1.59	0.79	0.8	50.3%

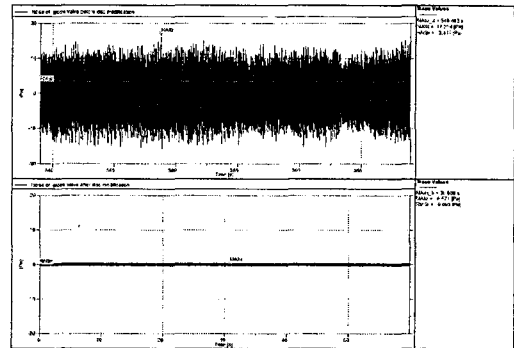


그림 10. 소음 크기 감소

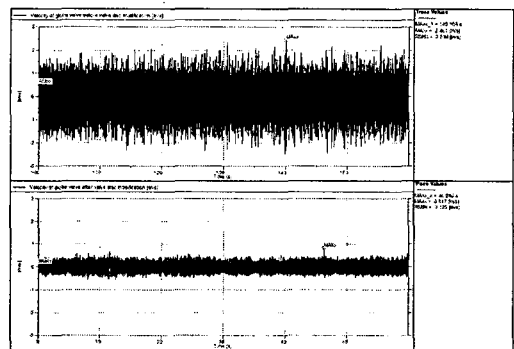


그림 11. 진동 속도 크기 감소

각 진동 성분의 주파수 특성 변화를 분석한 결과, 단순히 진동 크기가 감소한 것이 아니라 진동의 근본 원인이 되었던 유체 가진 주파수 성분이 완전히 제거되었음을 알 수 있었다.

밸브 디스크 개선 전후의 소음 진동 주파수 특성 변화는 그림 12, 13 과 같다.

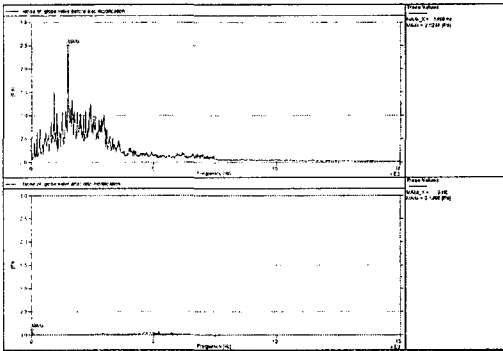


그림 12. 소음 주파수 특성변화

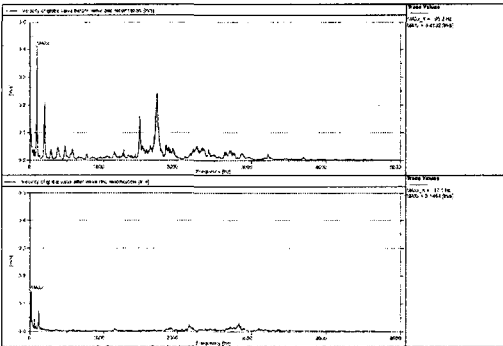


그림 13. 진동 속도 주파수 특성변화

6. 결론

고주파 진동을 발생하고 있는 원자력 발전소 배관에 설치된 글로브 밸브에 대하여, 배관계 건전성 평가, 진동 소음 주파수 분석, 밸브 구조 분석, 밸브 스톱틀 시험 등 다각적인 방법을 이용하여 밸브 진동의 근본 원인을 파악하였다.

글로브 밸브 고주파 진동의 근본원인은, 디스크 크가 후단에서 발생된 와류 발산 가진 주파수와 동기화 되면서 공진되어 증폭된 유체여기진동임을 확인하였다.

문제에 대한 시정 조치로서, 디스크 진동을 제한하여 와류 발산 가진 주파수와 밸브 디스크의 고유 진동수를 분리시키는 방법으로 공진을 회피하였다.

디스크 형상과 모서리 부분을 유선형으로 개선하여, 유체 가진 요인을 최대한 억제하는 방법을 통하여 글로브 밸브의 고주파 진동 문제를 해결하였다.

이와 같은 글로브 밸브의 고주파 진동 해결 접근 방법은, 유사한 밸브 진동 문제에 대하여 효과적인 대책을 마련하는데 이용할 수 있을 것으로 기대한다.

참고 문헌

- (1) ASME Standard OM-3, "Preoperational and Initial Startup Vibration Testing of Nuclear Power Plant Piping Systems," ASME, New York, New York, pp45-46,1997.
- (2) Wachel, J.C., "Piping Vibration Analysis" Proceedings of 19th Turbomachinery Symposium, Turbomachinery Laboratory, Department of Mechanical Engineering, Texas A&M University, College Station, Texas, 1990.
- (3) Wachel, J.C., "Piping Vibration and Stress" Proceedings of Machinery Vibration Monitoring and Analysis, Vibration Institute, April 1981.
- (4) "Valve Engineering", Piping Technology Journal, Seoul, Korea, Feb 1996.
- (5) Blevins, R.D., "Flow Induced Vibration", Malabar, Florida : Krieger Publishing Company, 2nd Edition, pp 43-81, 1990.
- (6) S. M. Price and D. R. Smith, "Sources & Remedies of High Frequency Piping Vibration & Noise", 28th Turbomachinery Symposium, The Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, Houston, TX, September 1999.