

역지 밸브 채터링 해소방안 연구

°유기완°, 이준신°, 김태룡°, 김경구°

A study on the chattering noise elimination of the check valve

Ki-Wahn Ryu°, Jun-Shin Lee°, Tae-Ryong Kim°, Kyoung-Ku Kim°

ABSTRACT

Cause and the elimination method for the chattering phenomena were investigated the check valve attached exit of the auxiliary cooling water pump at a korean nuclear powerplant. From the site experiment and numerical calculation the incident angle of the disk was so small that it was not able to produce the lifting force to overcome the component of disk weight. Moreover, it turned out that the installed position was not symmetric for the secondary vortical flow generated inside the elbow, so that the flow structure had strongly unstable flow characteristics. From this technical support, the tapping noise and the chattering phenomena were eliminated exactly by changing the incidence angle of the valve disk and installed position of the check valve.

1. 서론

국내 한 원전에 있는 보조냉각펌프의 출구 측 역지밸브(check valve)에서 지속적인 타격소음(tapping noise)이 발생되어 왔다. 본 연구는 이러한 타격소음의 원인을 파악하고 그 발생원인을 제거 할 필요에 의해서 시작하게 되었다. 비록 문제 시된 밸브가 비안전 등급임으로 인해 크게 이슈화된 것은 아니지만 90dB 이상의 커다란 타격 소음은 기기의 건전성은 물론이고 작업 환경을 크게

악화시키는 부차적인 문제를 일으켜 왔다. 또한 원심펌프 후단의 밸브가 채터링을 일으키면 유동의 맥동(hunting)현상이 발생되어 펌프의 건전성에도 영향을 줄 수 있게 되며, 특히 유효흡입수두의 여유가 작은 경우에는 케비테이션의 가능성도 배제할 수 없다.

역지밸브의 타격 소음은 일반적으로 밸브의 부착 위치, 곡관 출구로부터의 거리, 밸브의 무게, 밸브의 기울임 각도, 배관계와 역지밸브에 의해 형성되는 유체와의 공진 가능성 등이 그 원인으로 알려져 있다. 소음 발생 구조를 확인하기 위해 현장에 있는 밸브 형상 및 배관 계통을 파악하고 소음

* 한전 전력연구원 원자력연구소

** 한전 고리1발전소 기계부

원인을 다각도로 검토하여 타격소음 원인과 소음 저감을 위한 방안을 모색하기로 한다.

달리는 형태로 되어 있다. Table 1과 Table 2는 계통과 밸브에 대한 주요 제원을 나타낸 것이다.

2. 본론

가. 배관계통

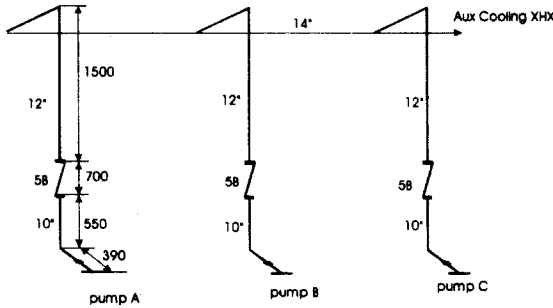


Fig. 1. 보조냉각계통 주요 부분

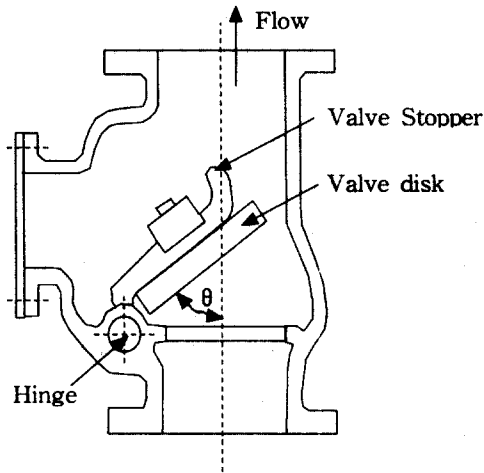


Fig. 2. Check-valve의 개략도

Fig. 1은 문제시 된 보조냉각계통의 주요 부분을 나타낸다. 3대의 모터구동 원심펌프에서 송출된 물은 헤더에서 모여져 보조냉각 열교환기로 이송된다. Fig. 2는 밸브 디스크의 개략도, Fig. 3은 펌프 출구 배관과 역지밸브의 설치 형상을 나타내었다. 밸브는 유동이 아래에서 위로 흐를 때 열리고, 역류가 발생되면 중력 및 역류에 의해서 신속히



Fig. 3. 펌프와 역지밸브 형상

Table 1 보조냉각계통 펌프 제원

유량 m ³ /s	디스크직경 m	배관직경 m	유속 m/s	수두 bar	회전수 rpm
0.283	0.338	0.305	3.88	5	1,770

Table 2. 역지밸브 구성부품의 단위별 무게

	Hinge arm	Bolt	Pin	Disk	Total	W _{eff}
Weight (kg)	4.85	0.65	0.20	19.95	25.65	23.23

나. 진동측정 결과

진동측정은 역지밸브 디스크 몸체와 펌프에 대해서 측정하였다. 진동 속도의 크기는 일반적으로 조용하게 작동되는 다른 원전의 계통 밸브에 비해서 밸브와 펌프 각각 약 10배정도 크게 나타났다. 특히 밸브에서 측정된 진동은 저주파의 진동이 크게 나타나고 있음을 보여주었다. 비교대상이 유속과 배관직경의 차이가 거의 없음에도 불구하고 이런 현상이 관찰되는 것은 역지밸브 부착 위치 등에 의해 유동이 매우 불안정해진 영향이 있을 것임을

암시하는 것으로 판단된다.

다. 유동장 검토

밸브의 타격 소음은 밸브 디스크를 stopper가 배관에 접촉되는 위치에 충분히 들어 올리려는 양력이 유동의 교란에 의해서 변동되어 밸브 디스크의 중력 성분을 이기지 못하면 밸브 디스크는 하강하게 되고 밸브 디스크의 하강은 곧 유동에 대한 상대 받음각을 증가시키므로 양력의 상승을 가져오게 되어 밸브를 다시 원래 stopper가 배관에 닿는 위치로 이동시키므로써 발생된다. 이 때 원위치 되는 각속도에 의해서 밸브 stopper가 배관을 치게 되며 충격 후 반동에 의하여 튀어나오게 되어 밸브 디스크의 주기적인 진동(chattering)이 반복하게 된다. 이는 초기 설치된 디스크의 정지 받음각(stop incidence angle)과 밸브의 부착 위치 등

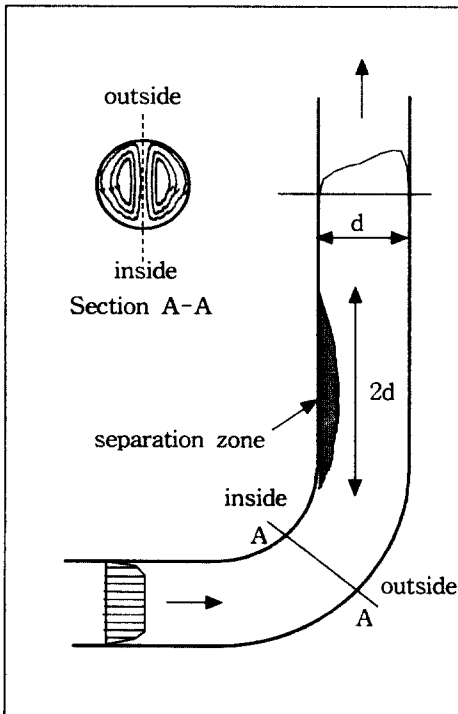


Fig. 4 곡관에서의 유동구조

에 영향을 받는다. 이러한 타격 현상은 배관과 stopper의 마멸을 초래하게 되어 손상을 가져오며

소음에 의한 운전 환경을 악화시킨다.

배관 내의 유동장의 형태에 대해서 알아보면, 원형 직관 내부를 흐르는 유동장은 축대칭 유동장으로서 2차원 흐름 특성을 갖는 유동 형태로 특히 층류유동인 경우엔 Hagen-Poiseulle 흐름이라 하여 해석적인 해가 존재한다 [1]. 반면 곡관에서는 근본적으로 3차원 유동형태, 즉 2차 흐름(secondary)이라 하는 복잡한 와류유동 현상이 주 흐름장과 혼합되어 유동장을 형성한다는 사실을 유념해야 한다 [2,3]. 2차 흐름이 존재하는 이유는 곡률반경이 존재하는 유로를 유체가 흐르면서 유체 입자에 원심력이 작용하여 관 내부 단면상에 속도 성분을 형성하기 때문이다. 이로 인하여 최대 유로방향 속도는 굽은 원관의 바깥쪽으로 치우치게 되는 특성이 발생된다

Fig. 4는 곡관 내부의 유동 형태를 도식화 한 것이다. 곡관 출구에서는 박리영역이 곡관 중심에서 대략 $2d$ 의 길이에 걸쳐서 나타나게 된다. 2차 와류의 특성 길이는 대략 배관의 반경 크기를 갖는 커다란 유동 구조이다. 이러한 크기의 와류(large scale eddy)는 다른 구조물과 간섭시에 비교적 저주파의 유동 압력신호를 발생시키는 원인을 제공하며 곡관의 출구를 지나고 나서도 쉽게 그 와류 강도가 소멸되지 않는 특징을 지닌다. 곡관의 존재에 의한 교란은 최소한 $5d$ 내에서는 매우 지배적임이 측정을 통해 알려져 있다.

이러한 유동 구조는 역지밸브 디스크의 힌지 축 방향을 결정하는 데 크게 영향을 미친다. 유동장에 물체가 놓여 있는 경우 물체가 받는 힘은 양력과 항력으로 크게 나눌 수 있다. 이 때 그 값은 유속이나 밸브 단면적, 밸브 형상, 유체밀도, 밸브 디스크의 기울림 각도 등의 함수가 된다. 일반적인 표현을 하자면 양력 L 은

$$L = C_L \frac{1}{2} \rho v^2 S \quad (1)$$

로 표현 된다. 여기서 C_L 은 양력계수, ρ 는 유체 밀도, v 는 유속, S 는 밸브 디스크의 투영 표면적이다. 관내의 밸브 디스크에 대한 양력계수는 자유 흐름장 안에 놓여 있는 얇은 평판에 비해 작은 양력계수를 가지며 다음 식이 제안되어 있다 [4].

$$C_L = \frac{2K \sin^3 \theta}{c \cos \theta} \quad (2)$$

여기서 K 는 경험적으로 얻어진 밸브 형상계수로서 평균치 2.0, θ 는 유체에 대한 밸브 디스크의 받음각, c 는 부력항으로서 물에서는 0.9, 증기에서는 1.0의 값으로 정한다. Fig. 5는 식(2)를 바탕으로 디스크의 받음각 θ 에 따른 양력계수 변화를 나타낸 것이다. 받음각이 커질수록 양력계수의 증가가 지수적으로 크게 나타남을 알 수 있다.

양력계수로부터 디스크가 유동에 의해서 받는 양력 L 은 다음과 같이 표현될 때 디스크의 무게를 견딜 수 있다.

$$L = W_{eff} \sin \theta \quad (3)$$

여기서 유효 디스크 무게 W_{eff} 는 $(W_{disc} + 0.5W_{arm})$ 로 계산된다.

라. 체터링 해소방안

밸브에 대한 기준 유속은 크게 두 가지로 나눈다. 하나는 V_{open} 으로 정의되는 속도인데 이것은 밸브가 완전히 개방됐으나 stopper가 완전히 정지 위치에 밀착되지 않은 속도를 나타내며, 다른 하나인 V_{min} 은 디스크의 stopper가 완전히 배관에 닿도록 양력을 발생시키는 속도를 의미한다. 개념적으로 $V_{min} > V_{open}$ 이 성립된다. V_{min} 은 밸브 제작사에서 일반적으로 최소속도계수 C 와 비체적 \bar{v} 로 다음과 같이 나타어 밸브를 선택할 수 있도록 제공한다.

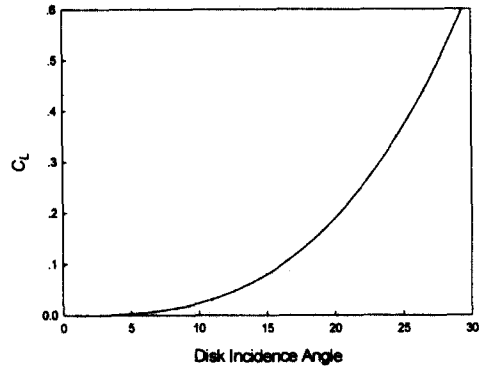


Fig. 5 Lift coefficient according to the disk incidence angle

$$V_{min} = C \sqrt{\bar{v}} (fps) \quad (4)$$

대략적으로 C 값은 swing check valve의 경우 60에서 160 사이의 값을 가진다 [4]. 물의 경우 $\bar{v} = 1/62.4 lb/ft^3$ 이므로 V_{min} 은 대략 7.6~20fps 값을 갖게 된다. 문제시된 역지밸브의 경우에는 유속이 3.88m/sec (12.73fps)이므로 V_{min} 이 위의 범위에는 포함되나 체터링 현상이 발생된 것으로 보아 V_{min} 에 여유가 없다고 추정할 수 있다. 즉, 디스크가 안정되게 고정되리라 단정할 수 없는 속도임을 알 수 있다. 따라서 식 (1)~(3)으로부터 정해진 평균 유속 v 에 대해서 필요한 받음각을 계산해 보면 다음과 같이 표현된다.

$$V_{open} = \sqrt{\frac{cW_{eff} \cdot \cos \theta}{\rho K \sin^2 \theta \cdot S}} \quad (5)$$

주어진 데이터에서 $W = 228$ Newton, $c = 0.9$, $\rho = 1000 kg/m^3$, $K = 2$, $S = 0.09 m^2$ 이므로 $V_{open} = 1.14 \cos \theta / \sin^2 \theta$ 로 나타낼 수 있다. 밸브 받음각에 따른 V_{open} 의 변화를 Fig. 6에 나타내었다.

Fig. 6에서 밸브 받음각 $\theta = 15^\circ$ 이상에서는

V_{open} 의 변화가 거의 없음을 알 수 있다. $\theta=15^\circ$ 일 때 $V_{open} = 4.05\text{m/sec}$ 이고 $\theta=18^\circ$ 일 때 $V_{open} = 3.37\text{m/sec}$ 가 된다. V_{min} 을 V_{open} 의 20% 여유를 둘 때 받음각 $\theta=18^\circ$ 가 문제시된 보조급수계통에 있는 역지밸브의 경우에 있어서 적절한 정지 받음각임을 알 수 있다. 현재 정지 받음각은 대략 5° 정도로 측정되었으며 마멸이 심한 밸브는 거의 받음각이 없는 경우도 있었다. 즉 받음각이 상대적으로 작은 값으로 설정되어 있음을 알 수 있다.

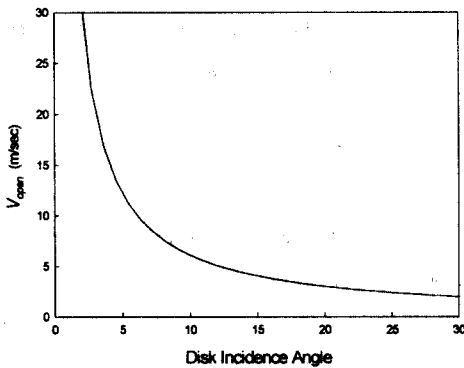


Fig. 6 Opening flow velocity according to the disk incidence angle.

다음으로 곡관 출구부에 역지 밸브가 장착될 때 밸브 디스크의 힌지축 방향에 대해 고찰해보자. Fig. 4를 보면 곡관 출구에서 외측면이 내측면 보다 유속이 빠르다는 것을 인지할 필요가 있다. 양력은 속도의 제곱에 비례하며 유속이 빠르다는 것은 동일한 디스크 정지 위치에서 양력이 더 커서 유동 교란에 의한 밸브의 진동을 방지 할 수 있다는 점이 있다. 또한 배관 단면에서 바라보면 Fig. 7-(a)에서 밸브의 힌지 축이 r-방향인 경우에는 밸브 뒷면의 공간으로 2차흐름에 의한 유동이 밀려 들어가 밸브 후면의 압력을 증가시키는 원인으로 작용하여 결국 밸브면을 유동방향으로 기울게 하는 현상을 유발시켜 타격소음이 발생하는 원인이

될 수 있다.

이에 반해 Fig. 7-(b)는 2차 흐름이 밸브 전면 에 충돌하는 유동 구조를 갖는다. 이는 상대적인 밸브 디스크 받음각의 증가 효과를 가져와서 밸브 디스크에 대한 양력을 더 증가시킬 수 있다는 이

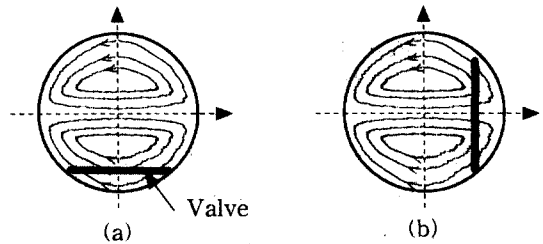


Fig. 7 곡관내부 단면의 흐름 형태

점이 있다. 즉 밸브를 접촉상태에서 접촉력을 증가 시키도록 하는 긍정적인 작용을 하게 된다. 또한 밸브 디스크 면에 대칭적인 유동 구조를 갖게 되어 유동 교란을 적게 할 수 있다. 따라서 Fig. 7-(b)가 Fig. 7-(a)보다 밸브면을 안정되게 고정시킬 수 있음을 알 수 있다.

3. 현장 적용

앞 절의 내용을 바탕으로 현장 기술지원을 실시한 결과 역지밸브 디스크의 타격소음(tapping noise)이 완전히 해소되었다. 그동안 밸브 디스크가 배관 내면을 치면서 발생된 강한 타격소음이 해소됨으로써 배관에 미칠 것으로 우려되었던 건전성 저해 문제가 사라졌으며, 또한 작업환경이 개선되어 업무 능률 향상에 기여하게 되었다.

Fig. 8은 역지밸브의 조치 전과 조치 후에 대한 진동 데이터를 비교한 그림이다. 밸브 위치에서 진동 데이터를 비교하면 10Hz 이하의 진동치가 조치 후에 크게 줄어든 것으로 나타났다. 이는 조치 전의 받음각과 밸브 위치의 설정이 유체유동에 비정상적인 교란을 일으켜서 저주파 유체유발진동을 일으켰음을 의미한다.

Fig. 8-(c), (d)에서 펌프에서의 진동 데이터는 펌프 회전수에 해당하는 30Hz 성분과 그 하모닉이 검출되고 있는데, 역지밸브의 조치 후 효과는 펌프의 진동 해소에도 크게 영향을 주게 됨을 알 수 있다. 이는 펌프와 배관 그리고 역지밸브가 이루고 있는 시스템에 의한 특성이 밸브의 부착 위치와 받음각을 바꿈으로써 변화되고 밸브의 채터링 현상이 제거됨으로써 유체유발력이 감소되어 펌프와 배관 그리고 밸브 전체 시스템의 진동 값이 작아지는 현상을 발생시킨 결과로 볼 수 있다.

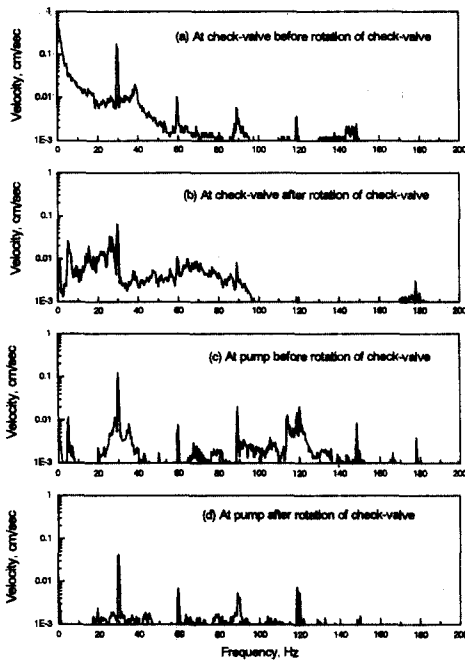


Fig. 8 조치전과 조치후의 밸브 및 펌프의 진동 데이터 비교

밸브 디스크의 후류에서 생성되는 와류는 밸브 디스크 뒷전을 이탈하는 와류 유동현상을 일으킨다. 이 와류의 세기는 밸브 디스크에 유입되는 유속의 비대칭성에 의해서 밸브 디스크 면에 대칭으로 분포하지 않음으로써 비정상적인 유체유발진동의 원인으로 작용하게 된다. Fig. 8-(a), (b)에서

개선 후 저주파수가 사라진 이유는 디스크를 2차 유동에 대칭으로 위치시켜 얻어진 유동의 안정성이 원인으로 여겨진다.

4. 결론

지금까지의 현장 조사, 이론적인 검토, 및 진동 측정용 통해 보조냉각펌프 후단에 부착된 역지밸브의 타격소음 발생 원인을 규명하고 해소방안을 강구한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 밸브 설치시 밸브 디스크면에 2차와류가 대칭으로 직접 충돌하도록 하여 유효받음각을 증가시킴으로써 유체유발 진동에 의한 디스크 채터링 현상을 해소하는 데 기여할 수 있었다.
2. 초기 설치시에 밸브 디스크의 정지 받음각이 V_{open} 이상이 되도록 설정함으로써 유동에 의해 발생하는 양력이 디스크의 자중을 충분히 이겨내고 밸브 stopper가 밸브 몸체에 밀착되도록 하는 것이 중요하다.

참고 문헌

1. R.H. Sabersky, A.J. Acosta, and E.G. Hauptmann, "Fluid Flow," 2nd edition, Collier-McMillan 1971.
2. I.E. Idelchick, "Handbook of Hydraulic Resistance," CRC Press, 1993.
3. "Flow of Fluids Through Valves, Fittings, and Pipe," CRANE Co. Technical Paper No. 410, 1985.
4. Application Guide for Check Valves in Nuclear Powerplants' EPRI NP-5479, 1993.