

스윙형 역지밸브의 최소 유속 모델

Minimum Flow Velocity Model for Swing Check Valves

김양석, 이도환, 강신철, 홍승열
한국전력공사 전력연구원
대전광역시 유성구 문지동 103-16

요 약

스윙형 역지밸브는 설계나 구조 및 작동의 단순성에도 불구하고 제기능을 하지 못할 경우 원전의 안전에 큰 영향을 미치는 중요한 기기중의 하나인데, 밸브 디스크의 완전 열림 위치에서 안정적인 밸브 운전을 보장할 수 있는 최소 유속에 대한 불충분한 정보와 부적절한 적용이 밸브 고장의 원인일 수 있다. 따라서, 본 논문에서는 스윙형 역지밸브의 힌지를 중심으로 디스크에 작용하는 모멘트의 평형방정식을 이용하여 스윙형 역지밸브의 안정적 운전을 보장하는 최소유속 모델을 제시하였다. 또한 기존의 해석적 모델 및 실험 결과와 비교하여 본 모델의 적용가능성을 확인하였다.

Abstract

In spite of its simple design, structure and operating mechanism, swing check valves are one of the critical components which adversely affect the safety of the nuclear power plants if they fail to function properly. Insufficient information on the minimum flow velocity to fully open the disc of a swing check valve and hold the disc without motion, and misapplication of the valve may be the cause of check valve failure. In this paper, therefore, a model for minimum flow velocity for swing check valves is presented by balancing moments acting on the valve hinge. In addition, the present model is compared to the existing models and the measured data to confirm the applicability.

1. 서론

일반적으로 역지밸브는 유체계통에 설치되어 펌프가 정지할 때 역류를 막고 펌프의 역

회전을 방지하여 펌프의 밀봉장치와 모터를 보호하는 역할을 한다. 또한 밸브 하류측의 탱크 또는 배관내 유체의 배수를 막는 역할을 하기도 한다. 역지밸브 개발 초기에는 밸브가 신속히 닫히고 효과적으로 배관을 격리하면 되는 것으로 생각하여 스윙형을 기준으로 설계되었다. 원자력발전소에서도 설계의 단순성, 낮은 압력손실, 효과적인 시트 밀봉능력, 보수의 편의성과 다양한 크기의 활용성 등으로 인하여 스윙형 역지밸브가 많이 적용되어 왔다. 또한 상대적으로 저유속에서도 밸브가 완전히 열릴수 있는 장점도 있지만 다른 유형의 역지밸브에 비해 디스크의 무게가 무겁고 완전열림에서 닫힘까지의 디스크 이동거리가 길기 때문에 신속한 밸브닫힘이 어려운 단점도 있다. 따라서 스윙형 역지밸브는 상대적으로 저수두, 저유량의 계통을 보호하는데는 적절한 반면, 설치된 계통조건에 따라 밸브가 닫힐 때 유량의 급속한 감소로 인한 Slamming 현상을 경험하게 되면서 역지밸브에 대한 해석적 및 실험적 연구에 관심을 갖게 되었다.

밸브 닫힘시 디스크의 닫힘속도나 계통내 역류 유속이 큰 경우에는 밸브 디스크나 시트 또는 배관을 포함한 계통에 큰 영향을 미칠 수 있기 때문에, 역지밸브가 닫힐 때 발생하는 최대 역류 유속을 예측하는 것은 Slamming 현상의 이해를 위해서 매우 중요하다. 최대 역류 유속을 예측하기 위해서는 역지밸브의 동적거동을 모사하여야 하는데 통상 힌지 또는 피봇에 대하여 디스크에 작용하는 모멘트 또는 토크들의 평형방정식을 이용한다. 여기에는 밸브 디스크의 부력에 의한 모멘트, 디스크의 관성 모멘트, 스프링이 있는 경우의 스프링력에 의한 모멘트와 같이 쉽게 구할 수 있는 성분이 있는 반면, 베어링 또는 힌지 핀에서의 마찰 모멘트 성분은 저자에 따라 고려하거나 또는 무시하기도 한다. 그러나 여러 가지 기존 접근방법들의^{1~5)} 주된 차이점은 유체의 거동에 의한 동수력 모멘트를 다루는 방식에 있음을 알 수 있다. 동수력 모멘트를 두개의 성분, 즉, 유동유발 모멘트와 디스크 움직임에 의한 유체감쇠 모멘트(Fluid Damping Moment)로 구성되어 있다고 생각하고 각각의 모멘트를 정방향 및 역방향 유속 또는 디스크각의 함수로 나타내었다. 유동유발 모멘트를 밸브에서의 압력강하의 함수로 기술하였는데 역시 디스크 위치의 함수로 실험을 통하여 구한 모멘트계수를 이용하기도 하였다. 그러나 이러한 과도현상은 밸브 디스크의 닫힘 속도, 계통내 역류유속, 디스크 무게, 디스크의 이동거리, 계통 운전 조건, 밸브 설치 상태등에 따라 다르며 서지탱크나 공기실(Air Chamber)이 있는 경우에는 같은 조건이라도 과도현상이 완화되기도 한다.

스윙형 역지밸브인 경우, 역지밸브의 닫힘시 Slamming 현상이외에 밸브의 성능 특성에 크게 영향을 미치는 인자중에서 디스크 완전열림각과 밸브 완전 개방에 필요한 최소 유속이 있는데 일반적으로 밸브 제작사에서 제공된다. 두가지 인자는 서로 연관이 있는데, 완전열림각이 클수록 유체가 밸브를 통과할 때의 압력 손실을 최소화할 수 있으나 밸브 디스크를 완전 열림 위치에 유지하여 안정화시키기 위해서는 더 큰 유속을 필요로 한다. 본 논문에서는 밸브 완전 열림에 필요한 최소 유속(V_{open})과 밸브 완전 열림위치에서 안정적인 밸브 운전을 보장할 수 있는 최소 유속(V_{min})을 해석적으로 구할 수 있는 모델을 제시하고 기존 실험자료 및 기존 모델과 비교하고자 한다.

2. 스윙형 역지밸브의 성능 특성

그림 1은 스윙형 역지밸브에 대하여 유속에 따른 디스크 위치와 디스크 진폭을 디스크 각으로 나타낸 것으로 유속에 따라 크게 세가지 영역(Oscillation, Tapping, Stable)으로 나눌 수 있다. 디스크의 열림 초기에는 디스크의 진동이 거의 없으나 유속이 일정속도(V_{osci})에 도달하게 되면 유동에 의하여 디스크의 진동이 커지기 시작한다.

Oscillation의 주요 원인은 Vortex Shedding 현상으로 알려져 있는데⁶⁾ Oscillation 영역은 디스크의 진폭이 일정 크기 이상으로 커지기 시작하는 지점(V_{osci})에서 디스크가 백스탑에 닿기 직전, 즉, 디스크와 백스탑 사이에 Tapping이 발생하기 직전($V_{tapping}$)까지의 영역이 이에 해당한다. 이 영역에서는 디스크 스테드에는 어떠한 충격도 발생하지 않지만 이 영역에서 오랜시간 운전하게 되면 힌지핀이나 부싱에서는 디스크의 진동으로 인하여 마모가 과도하게 발생할 수 있다.

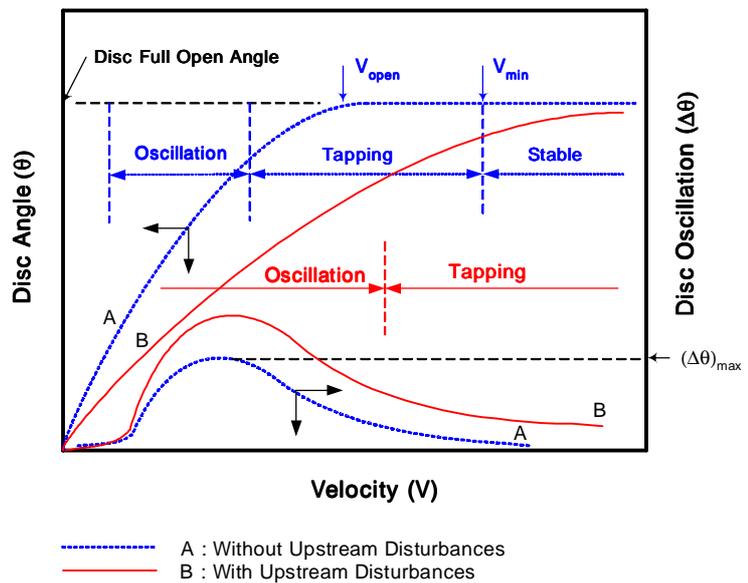


그림 1 유속에 따른 스윙형 역지밸브의 디스크 위치

Tapping 영역은 유속이 점점 증가함에 따라 밸브

Flutter의 원인인 Vortex Shedding Force가 점점 감소하고 국부적인 난류 유동 또는 계통내 유동 변동에 의하여 디스크와 백스탑이 접촉과 분리를 반복하는 영역이다. 이 영역은 밸브 디스크가 완전 열림위치에 가까운 위치에서 운전되거나($V_{tapping} \sim V_{open}$), 완전열림위치에 있더라도 Tapping이 발생하지 않을 정도로 충분한 유속이 존재하지 않은 상태에서의($V_{open} \sim V_{min}$) 밸브 운전 영역이다. 이러한 Tapping 현상은 유속을 더 증가시킴으로써 밸브 디스크를 백스탑에 확실히 접촉하도록 하여 방지할 수 있다. Charbonneau⁶⁾의 실험에 의하면 디스크가 백스탑에서 약 7° 이내에 위치해 있을 때 Tapping이 발생함을 보여 주었다. 이 영역에서는 힌지핀이나 부싱에서의 마모 뿐만 아니라 백스탑과의 반복적인 충격으로 인하여 디스크 스테드의 피로손상이 발생할 수 있기 때문에 이 영역에서 운전되고 있는 밸브에 대해서는 주요 부품의 마모 뿐만 아니라 피로 손상 가능성을 염두에 두어야 한다.

그림 1에 나타낸 바와 같이 Tapping 영역은 유속을 기준으로 $V_{tapping}$ 과 V_{min} 사이의 영역에 해당되며 밸브 완전 열림에 필요한 최소 유속을 구하기 위한 V_{open} 모델은 밸브의 위치를 결정하는데 이용될 수 있고, 밸브 완전 열림위치에서 안정적인 밸브 운전을 보장할 수 있는 최소 유속을 평가하기 위해서는 V_{min} 모델이 이용될 수 있다. 따라서 V_{open} 과 V_{min} 에 대한 정확한 예측이 중요함을 알 수 있다.

한편, 그림 1에 나타낸 밸브의 특성곡선은 역지밸브의 상류에 설치되어 있는 교란요소 (엘보우, 확관 또는 유량조절밸브, 펌프, 오리피스와 같은 난류 발생원)의 유무나 밸브로부터의 거리에 따라 달라진다. 밸브 상류측의 교란요소는 배관내 유동특성, 특히 유속분포를 왜곡시키고 역지밸브 디스크의 거동에 영향을 주어 아주 빠른 유속에서도 밸브가 완전히 열리지 않거나 안정적인 밸브 운전을 보장하지 못할 수도 있다. 따라서 밸브 상류측 교란요소의 영향을 고려할 필요가 있으며 이러한 교란요소의 형태와 밸브에서의 설치 거리에 따라 교란요소가 없을 경우의 V_{min} 에 비해 최대 1.8배까지 증가한다고 알려져 있다⁷⁾.

3. 기존 모델

V_{open} 과 V_{min} 에 대한 정보는 밸브 제작사에서 제공하여 왔으나 V_{open} 과 V_{min} 에 대한 개념을 뚜렷이 구분하여 제시하지는 않았으며 제시된 수식들은 실질적으로는 V_{open} 에 대한 내용이 대부분이었다. 또한 제시한 수식들도 밸브 디스크의 크기나 내부 형상이 서로 다름에도 불구하고 실험에 의해 결정된 다른 제작사에서 제시한 수식을 여과없이 그대로 적용하기도 하였다. 물리적으로 V_{min} 은 디스크 크기 및 무게, 디스크 열림각, 유속분포 등의 함수이지만, 이러한 변수들로 V_{min} 을 제시하는 제작사는 드물다. V_{min} 을 평가할 수 있는 수식을 처음으로 제시한 밸브 제작사는 Crane사였는데 다음과 같이 유체의 밀도와 비중(γ)을 고려하여 나타내었지만 밸브 디스크의 크기 및 무게 그리고 디스크 열림각에 대한 정보는 전혀 고려하지 않았다. 그 이후 Crane사는 여러 가지 유형의 역지밸브에 대하여 밸브 디스크의 직경과 입구 또는 출구 배관의 직경비의 영향을 고려하여 아래와 같은 형태의 V_{min} 을 제시하였다⁸⁾.

$$V_{min} = C_1 \beta^2 \sqrt{\frac{1}{\rho}} \quad (1)$$

여기서, C_1 은 비례상수, $\beta = d_1/d_2$, ρ 는 유체의 밀도, 첨자 1과 2는 디스크 직경과 입구 또는 출구배관 내경중 작은값과 큰값을 의미한다.

한편, 위와 같은 실험식과는 달리 Chiu & Kalsi⁹⁾ 및 EPRI¹⁰⁾에서는 스윙형 역지밸브의

V_{open} 에 대한 다음과 같은 해석적 모델을 제시하였다.

$$V_{open} = \left(\frac{gB W_{eff} \sin\theta}{K\rho A_d \cos^2\theta} \right)^{1/2} \quad (2)$$

여기서 g 는 중력가속도, B 는 buoyancy factor(몰인 경우, 0.9), $W_{eff} = W_{DISK} + 0.5W_{ARM}$, θ 는 배관축으로부터의 디스크 각(그림 2 참조), K 는 Shape Factor이며 2.0을 제시하였다. A_d 는 디스크 면적, W_{DISK} 와 W_{ARM} 은 각각 디스크와 힌지 암의 무게를 나타낸다. 이 모델은 디스크에 작용하는 유동 모멘트와 관성 모멘트 그리고 디스크와 밸브 힌지 암의 무게를 고려하여 도출되었다. 안정적인 밸브 완전 열림을 보장할 수 있는 유속인 V_{min} 에 대해서는 유속이 V_{open} 에 도달한 후 Tapping 발생의 주요인을 난류유동에 의한 힘과 백스탑에서의 디스크 백시팅 힘과의 차이라고 보았다. 따라서, (2)식에 최소 20%의 보수성을 도입하여 V_{min} 을 예측하는 방법을 제시하였다.

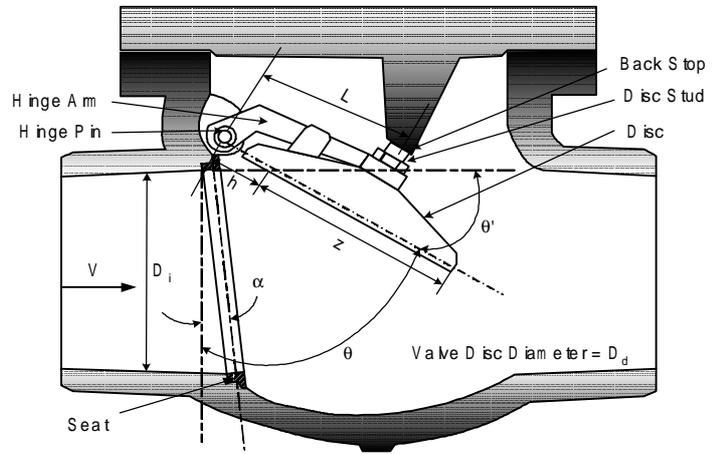


그림 2 스윙형 역지밸브 디스크 완전열림상태 모사도

W. J. Rahmeyer¹¹⁾는 스윙형 역지밸브에 대하여 유동 모멘트 및 관성 모멘트, 디스크 및 밸브 암의 무게뿐만 아니라, 밸브 전·후단 압력차와 밸브 완전 열림시 백시팅 힘을 고려하여 아래와 같은 V_{min} 모델을 제시하였다.

$$V_{min} = \sqrt{\frac{K_{WT}/\rho}{K_{VEL} + K_{\Delta P}}} \quad (3)$$

여기서,

$$K_{WT} = W_{eff} L B \sin(\theta + \beta)$$

$$K_{VEL} = A^* \cos\theta (h + z/2); \quad h = \frac{(L - D_d/2)}{\cos\theta}; \quad z = (L + D_d/2) - h$$

$$A^* = \sqrt{(2 d z^3 \cos^3\theta) - (z^4 \cos^4\theta)}$$

$$K_{\Delta P} = \frac{\pi}{4} D_d^2 L (K_B \theta)^{-3}$$

위식에서 L 은 힌지핀 중심에서 디스크 중심까지의 거리, θ 는 배관축에 수직인 면으로부터의 디스크 각, β 는 배관의 기울기, D_i 는 배관의 입구내경, D_d 는 디스크 직경, 그리고 K_B 는 실험상수이다. 나머지 변수들은 그림 2에 나타난 바와 같다.

Rahmeyer 모델은 밸브 전·후단 압력차와 밸브 완전 열림시 백시팅 힘을 고려하였으나 제시된 모델은 두개의 요소를 통합하여 $K_{\Delta P}$ 항으로 나타내었다. 이때 필요한 상수인 K_B 는 실험을 통하여 구하였으며 V_{min} 과 V_{open} 을 평가할 경우에 각각 0.035 및 0.025를 이용할 것을 제시하였다.

4. 해석 모델

본 연구에서도 스윙형 역지밸브 디스크에 대하여 디스크 및 밸브 압의 무게에 의한 모멘트(M_{WT}), 유동 및 관성에 의한 모멘트(M_{VEL}), 밸브 디스크의 전·후단 압력차에 의한 모멘트($M_{\Delta P}$), 그리고 밸브 완전 열림시 백시팅 힘에 의한 모멘트(M_{SEAT})를 고려하였다. 힌지핀을 중심으로 이와 같은 모멘트들의 평형방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$M_{WT} - M_{VEL} - M_{\Delta P} + M_{SEAT} = 0 \quad (4)$$

디스크와 디스크 압의 무게이외에 단힘 방향으로 작용하는 중력에 의한 힘을 무시하고 밸브가 설치된 배관이 β 만큼 기울어져 있다고 가정하면 디스크 중심부에 작용하는 중력에 의한 모멘트는 다음과 같게 된다.

$$\begin{aligned} M_{WT} &= F_{WT} \cdot L \\ &= [B \cdot (W_{DISK} + 0.5W_{ARM}) \cdot \sin(\theta + \beta)] \cdot L \end{aligned} \quad (5)$$

유동 및 관성에 의한 모멘트를 구하기 위하여 유동 및 관성에 의하여 유체가 디스크를 밀어올리는 힘을 구하여야 하는데 이는 다음과 같이 유체의 질량유량(\dot{m})과 유속의 변화(ΔV)로 나타낼 수 있다(그림 2 참조).

$$\begin{aligned} F_{VEL} &= \dot{m} \cdot \Delta V \\ &= (\rho A_{eff} V) \cdot (2V \sin \frac{\theta}{2}) \end{aligned} \quad (6)$$

여기서 A_{eff} 는 배관의 유동단면적에 노출된 밸브 디스크면적인데 그림 2로부터 다음과 같

이 구할 수 있다.

$$A_{eff} = \frac{\pi}{4} \sqrt{2D_d z^3 \cos^3 \theta - z^4 \cos^4 \theta} \quad (7)$$

따라서, 유동 및 관성에 의한 모멘트는 (6)식을 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} M_{VEL} &= \left(F_{VEL} \cos \frac{\theta}{2} \right) \cdot (h + 0.5z) \\ &= A_{eff} \cdot \left(2 \sin \frac{\theta}{2} \cos \frac{\theta}{2} \right) \cdot (h + 0.5z) \cdot (\rho V^2) \\ &= [A_{eff} \cdot \cos \theta \cdot (h + 0.5z)] \cdot (\rho V^2) \end{aligned} \quad (8)$$

밸브 디스크의 전·후단 압력차에 의한 모멘트를 구하기 위해서는 디스크의 전·후단 압력차에 의하여 디스크에 작용하는 힘을 구하여야 한다. 여기서는 밸브의 압력강하계수, C_D 를 도입하여 압력차에 의한 힘을 다음과 같이 나타내기로 한다.

$$\begin{aligned} F_{\Delta P} &= A_D \cdot \Delta P \\ &= A_D \cdot \left(\frac{1}{2} \rho C_D V^2 \right) \end{aligned} \quad (9)$$

따라서 밸브 디스크 전·후단 압력차에 의한 모멘트는

$$\begin{aligned} M_{\Delta P} &= F_{\Delta P} \cdot L \\ &= A_D \cdot \left(\frac{1}{2} \rho C_D V^2 \right) \cdot L \\ &= \frac{1}{2} \cdot C_D \cdot A_D \cdot L \cdot (\rho V^2) \end{aligned} \quad (10)$$

여기서, C_D 는 압력강하계수이며 실험에 의해 결정할 수 있다.

일반적으로 백시팅힘에 의한 모멘트(M_{SEAT})를 구하기는 쉽지 않다. 앞서서도 언급하였지만 밸브가 완전열림위치에 있더라도 유속이 충분하지 않을 경우에는 디스크와 백스탑이 접촉과 분리를 반복하는 Tapping이 발생한다. 이러한 Tapping 현상은 유속을 더 증가시키므로써 밸브 디스크를 백스탑에 확실히 접촉하도록 하여 방지할 수 있기 때문에 Tapping에 의하여 백스탑 또는 디스크 스테드에 미치는 충격력만큼의 힘이 더 필요하다고 생각할 수 있다. 따라서 밸브의 완전열림위치에서 발생하는 디스크 Tapping에 의한 충격에너지로부터 백시팅힘에 의한 모멘트를 유추해 낼 수 있다. Tapping 에너지 손실을 무시하면, 디스크의 운동에너지의 대부분은 디스크가 백스탑에 부딪힌 후 순간적으로 멈

준 시점에서의 탄성 변형율(Strain) 에너지로 변환된다고 가정할 수 있다. 탄성 변형율 에너지는 다시 압축 및 굽힘모멘트로 분리할 수 있고 여기서 디스크 스테드의 축방향으로 작용하는 충격력을 구할 수 있다. 결국 디스크 Tapping에 의한 충격에너지는 완전열림위치에서 디스크의 운동에너지로 근사시킬 수 있으며 이 에너지만큼의 유속을 증가시키면 완전열림위치에서 디스크를 백스탑에 안정적으로 위치할 수 있다고 가정할 수 있다. 따라서 백시팅힘에 의한 모멘트는 다음과 같이 완전열림위치에서의 디스크의 운동에너지로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} M_{SEAT} &= F_{SEAT} \cdot L \\ &= (KE)_{DISK} \end{aligned} \quad (11)$$

여기서, $(KE)_{DISK}$ 는 완전열림위치에서의 디스크의 운동에너지이며 근사적으로 나타내면 다음과 같다.

$$V_{DISK} = (2\pi f) \cdot L \cdot \frac{\Delta\theta}{2} \quad (12)$$

유동에 의한 역지벨브의 디스크 진동은 배관내 유동에서의 Turbulent Eddy의 발달에 기인한다고 알려져 있다. 이러한 Turbulent Eddy의 평균 속도변동량 (ΔV_f)으로부터 디스크의 위치변화량 즉 진폭각($\Delta\theta$)을 구할 수 있다. Sununu¹²⁾의 연구에 의하면 Turbulent Eddy 진동수는 유동의 Shear Velocity(u^*)의 형성과 관련이 있다고 보았으며 Eddy의 크기를 배관의 반경으로 근사시켜 Eddy 주파수를 다음과 같이 나타내었다.

$$f_{eddy} = \frac{\frac{u^*}{U_{max}} V}{D_i/2} \quad (13)$$

여기서, u^*/U_{max} 는 무차원 전단속도(Shear Velocity)이며 V 는 평균 유속, D_i 는 배관의 내경이다. Sununu는 또한 Turbulent Eddy의 발생속도는 배관 벽면에서의 전단속도와 같고 이는 레이놀즈수(Re)에 따라서 달라지지만 u^*/U_{max} 를 0.04로 가정하였다. 따라서 이와 같은 가정을 도입하게 되면 Eddy 진동수는 다음과 같이 간단히 나타낼 수 있다.

$$f_{eddy} = \frac{0.04 V}{D_i/2} = \frac{0.08 V}{D_i} \quad (14)$$

또한, Sununu는 고유진동수와 Eddy 진동수를 비교하여, 기하학적으로 유사한 벨브인 경

우 밸브 크기와는 무관하게 고유진동수와 Eddy 진동수의 비가 일정하며 디스크의 Oscillation에 의한 밸브 손상은 $f_n/f_{eddy} \approx 2.0$ 인 유동영역에서 발생한다고 하였다. 유동 유발 진동을 일으키는 밸브에서 측정한 Damping Frequency는 근사적으로 고유진동수의 절반이었고 이 값은 Eddy 주파수와 같았다. 따라서, 여기서는 $f \approx 2.0 f_{eddy}$ 로 가정하고 (14)식과 (12)식을 이용하여 V_{DISK} 를 다음과 같이 나타내었다.

$$V_{DISK} = 0.503 \frac{L \Delta \theta}{D_i} V \quad (15)$$

완전열림위치에서의 디스크의 운동에너지는 위 식을 이용하여 구할 수 있고 (11)식으로부터 디스크의 백시팅힘에 의한 모멘트는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} M_{SEAT} &= (KE)_{DISK} \\ &= \frac{1}{2} \cdot m_{DISK} \cdot V_{DISK}^2 \\ &= C_{SEAT} \cdot W_{DISK} \cdot \left(\frac{L}{D_i}\right)^2 \cdot (\rho V^2) \end{aligned} \quad (16)$$

여기서, C_{SEAT} 는 다음과 같으며 디스크 진폭각($\Delta\theta$)의 함수이다.

$$C_{SEAT} = \frac{0.065 (\Delta\theta)^2}{\rho g} \quad (17)$$

(5), (8), (10) 및 (16)식을 (4)식에 대입하고 유속에 대하여 정리하면 다음과 같이 V_{min} 을 구할 수 있다.

$$V_{min} = \sqrt{\frac{M_{WT}/\rho}{K_{VEL} + K_{\Delta P} - K_{SEAT}}} \quad (18)$$

여기서,

$$M_{WT} = B \cdot (W_{DISK} + 0.5 W_{ARM}) \cdot \sin(\theta + \beta) \cdot L$$

$$K_{VEL} = A_{eff} \cdot \cos \theta \cdot (h + 0.5z); \quad A_{eff} = \frac{\pi}{4} \sqrt{2D_d z^3 \cos^3 \theta - z^4 \cos^4 \theta}$$

$$K_{\Delta P} = 0.5 A_d \cdot L \cdot C_D$$

$$K_{SEAT} = C_{SEAT} \cdot W_{DISK} \cdot (L/D_i)^2$$

표 1 모델 비교를 위한 입력자료 및 V_{open} 과 V_{min} 측정값¹⁰⁾

Valve No.	Valve Size (in)	W_{DISK} (lb)	W_{ARM} (lb)	L (ft)	D_d (ft)	D_i (ft)	θ_{open} (°)	Measured Values (ft/s)	
								V_{open}	V_{min}
1	10	24.2	6	0.7	0.940	0.833	75	15.0	19.5
2	6	5.48	1.6	0.354	0.563	0.500	55	3.4	4.9
3	24	372.6	75.4	1.063	1.750	1.583	66	16.0	18.0
4	20	258.6	0	0.958	1.583	1.500	65	12.0	14.4
5	10	51.2	0	0.484	0.771	0.813	65	12.6	15.2
6	4	3.08	1.45	0.348	0.420	0.333	49	2.9	3.6
7	10	35.27	11.8	0.708	0.958	0.833	68	9.0	12.3
8	6	8.9	3.4	0.407	0.574	0.499	70	-	12.0
9	10	41	0	0.479	0.883	0.745	57	-	8.9
10	12	55	12	0.62	1.093	1.001	78	-	19.9
11	16	94.7	0	0.853	1.427	1.27	76	-	18.0
12	20	376.8	131.9	0.974	1.801	1.585	67	-	17.9
13	24	472.4	105.1	1.276	2.126	1.919	64	-	16.6

위의 식을 이용하여 V_{open} 과 V_{min} 을 평가할 수 있는데 V_{open} 을 평가할 경우에는 $K_{SEAT} = 0$ 으로 하여야 하며 C_D 와 C_{SEAT} 는 각각 제작사 제공자료와 유동 실험을 통하여 구할 수 있다.

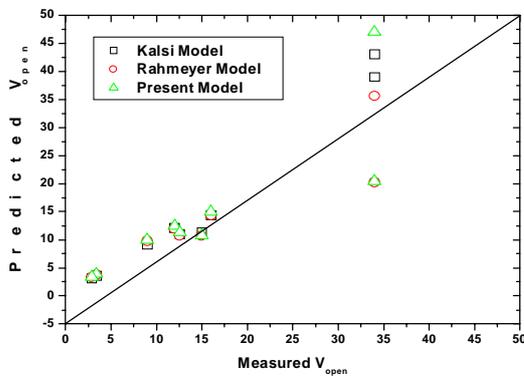
5. 타 모델과의 비교 결과 및 고찰

이용가능한 기존의 실험자료와 개발된 모델을 비교하였다. 표 1에 실험에 이용된 13대의 밸브 사양과 V_{open} 및 V_{min} 측정결과를¹⁰⁾ 나타내었는데, 밸브의 크기는 4~24인치였고 디스크 각(θ_{open})은 49°~78°였다.

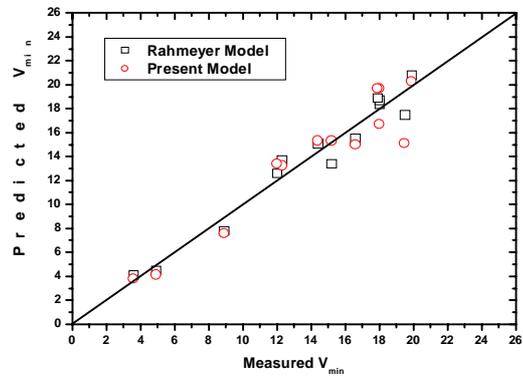
그림 3에 앞에서 기술한 두가지 모델과 개발된 모델을 이용한 V_{open} 과 V_{min} 예측결과를 비교하였는데 C_D 는 제작사에서 제공한 값을 이용하거나 실험에 의해 구한 값을 이용하여야 하지만 여기서는 Rahmeyer가 사용한 관계식을 이용하여, $C_D = (0.02\theta)^{-3}$ 으로 가정하였다($K_B = 0.02$). (17)식에 나타낸 바와 같이 C_{SEAT} 는 디스크 진폭각의 함수로 정의하였는데 디스크의 진폭각은 유속의 크기와 분포에 따라 서로 다른 특성을 보일 것으로 판단되며 실험에 의하여 관계식을 도출할 수 있다. 여기서는 기존의 실험결과로부터¹⁰⁾ 디스크의 진폭각 $\Delta\theta$ 를 8°로 가정하였다. 향후 이에 대한 유동실험을 수행하여 C_{SEAT} 에 대한 실험

식을 도출할 예정이다. 그림 3에 나타낸 바와 같이 V_{open} 은 Kalsi나 Rahmeyer 모델과 유사한 예측 결과와 경향을 보여주고 있음을 알 수 있으며, V_{min} 값은 Rahmeyer 모델이 좀 더 나은 예측결과를 보여주고 있는데, 이는 Rahmeyer 모델의 실험상수 K_B 가 표 1에 제시된 실험결과를 이용하여 얻어진 것임을 고려하면 당연한 결과라 볼 수 있다. Kalsi 모델은 기본적으로 V_{open} 을 평가하는 모델이며 시팅힘의 영향을 고려하여 $V_{min} = 1.2V_{open}$ 으로 평가하기 때문에 그림 3에는 나타내지 않았다.

그림 4에는 4인치와 10인치의 스윙형 역지밸브에 대하여 평균유속에 따른 디스크 위치를 예측한 결과를 나타내었다. 4인치와 10인치 밸브의 디스크 완전열림각은 각각 49° 와 68° 이다(표 1의 6번과 7번 밸브). 평균유속에 따른 디스크 위치 측정결과를 직접 비교할 수는 없었으나 Kalsi 모델과 Rahmeyer 모델을 이용한 예측결과를 함께 나타내어 모델 간 상호 비교가 가능하도록 하였다. 또한 표 1에 나타낸 V_{open} 과 V_{min} 측정값과 각각의 모델을 이용하여 예측한 값들을 함께 나타내었다. 본 모델은 Rahmeyer 모델과 유사한 경향을 보여주고 있으며 Kalsi 모델은 밸브 열림 초기에는 평균유속 증가에 따른 밸브 열림속도가 큰 반면 밸브 완전 열림에 필요한 유속은 오히려 가장 작은 값을 예측하고 있음을 알 수 있다. V_{open} 과 V_{min} 예측결과를 비교하여 보면 Kalsi 모델보다는 Rahmeyer 모델과 본 모델이 좀 더 보수적임을 알 수 있다.



(1) V_{open}



(b) V_{min}

그림 3 V_{open} 및 V_{min} 에 대한 측정값과 예측값 비교

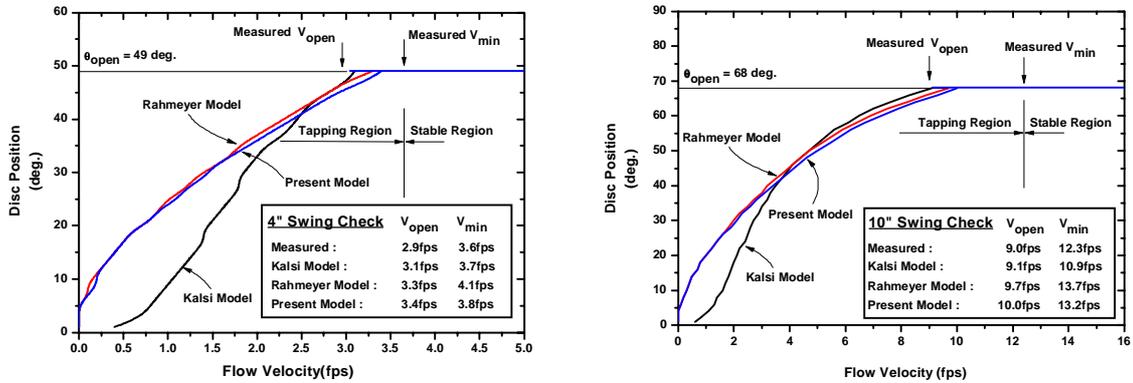


그림 4 평균유속에 대한 스윙형역지밸브(4" 및 6") 디스크의 위치 예측 결과 비교

6. 결론 및 제언

스윙형 역지밸브의 성능을 예측하기 위하여 필요한 정보중에서 V_{open} 과 V_{min} 을 예측할 수 있는 해석적 모델을 제시하였고 기존 모델 및 이용 가능한 기존 실험결과와 비교한 결과, 제시된 모델의 타당성을 확인할 수 있었다. 향후 실험을 통하여 본 모델을 개선하고 V_{osci} 과 $V_{tapping}$ 에 대한 해석적 및 실험적 연구를 병행한다면 스윙형 역지밸브의 운전 특성을 좀 더 정확히 이해할 수 있을 것이다. 또한 이러한 운전특성에 대한 이해를 바탕으로 주요 부품의 마모 및 피로분석, 비해체 진단 또는 밸브 분해검사의 필요성 등에 대한 중요한 의사결정의 도구로도 활용할 수 있을 것이다.

감사의 글

본 논문은 과학기술부의 원자력 중장기사업 “원전 역지밸브 고장원인 분석 및 성능진단 관리기법 개발”과제의 일환으로 수행되었습니다.

참고문헌

1. A.R.D. Thorley, "Check Valve Behavior Under Transient Flow Conditions: A State-of-the-Art Review," Transactions of the ASME, Vol.111, pp.178-183, June 1989.
2. Esleek, S.H., and Rosser, "Check Valve Water Hammer Characteristics," Presented

at the American Nuclear Society Meeting, 1959.

3. Pool, E.B., Porwit, A.J., and Carlton, J.L., "Prediction of Surge Pressure From 출차 Valves for Nuclear Loops," ASME Paper No. 62-WA-219, 1962.
4. Koch, B., "Computer Simulated Water Hammer in Pipe Networks," Presented at the U.K.S.C. Conference on Computer Simulation, Harrogate, 1981.
5. A.C.H. Kruisbrink, "Check Valve Closure Behaviour; Experimental Investigation and Simulation in Waterhammer Computer Programs," Paper H3, pp.281-300, 2nd International Conference on Developments in Valves and Actuators for Fluid Control, Manchester, England, 28-30 March 1988.
6. A.G. Charbonneau, "Innovations in Non-Intrusive Testing and Trending of Motor Operated Valves and Check Valves," Paper H3, pp.301-310, 2nd International Conference on Developments in Valves and Actuators for Fluid Control, Manchester, England, 28-30 March 1988.
7. T. Horst and M.S. Kalsi, "Integrating the Check Valve Application Review with Preventative Maintenance Programs," ASME 89-JPGC/NE-2, 1989.
8. Crane Co., Flow of Fluids through Valves, Fittings, and Pipe, Crane Technical Paper No.410, 1985.
9. Chong Chiu & M.S. Kalsi, "Plant Availability Improvement by Eliminating Disc Vibrations in Swing Check Valves," ASME Paper 86-JPGC-NE-6, 1986.
10. EPRI, Application Guidelines for Check Valves in Nuclear Power Plants, EPRI NP-5479, Rev. 1, EPRI, 1993.
11. W.J. Rahmeyer, "Sizing Swing Check Valves for Stability and Minimum Velocity Limits," Transactions of ASME, Vol.115, pp.406-410, Nov. 1993.
12. John E. Sununu, "Wear in Check Valves Due to Flow Induced Motion," Master's Thesis, Massachusetts Institute of Technology, May 1987.