

B-03

소화용 버터플라이 밸브의 유체역학특성(II) - 압력손실 및 캐비테이션 특성에측

이동명, 김엽래
경민대학 소방과학과

Hydrodynamic characteristics of butterfly valve in Fire Protection - Prediction of Pressure Loss and Cavitation Characteristics

Lee D. M., Kim Y. R.
Kyungmin College

1. 서론

버터플라이 밸브는 일반적으로 산업 파이프라인 시스템의 on-off 또는 순서제어밸브로 사용된다. 최근 버터플라이 밸브의 경량화와 단순구조 때문에 사용범위가 증가하고 있다. 프로세스 제어시스템들이 더 높은 차원에 더 좋은 정밀도를 요구하듯이 더 높은 성능과 더 좋은 신뢰도의 버터플라이 밸브가 프로세스 제어시스템의 최종 제어요소로서 요구되고 있다. 이러한 이유로 버터플라이 밸브는 소방설비, 화학플랜트, 상하수도설비, 제반 산업설비 외에도 식품·의약품 등과 같은 곳에서도 날로 사용이 증가되고 있다. 특히 소방분야에선 최근 건물이나 시설물 화재에 대한 방재시스템의 중요성이 강조되면서 버터플라이 밸브의 사용이 급증하고 있는 실정이다. 버터플라이 밸브는 형상의 특성상 독특한 운전특성을 갖고 있다. 첫째, 밸브개도의 정도에 따라 밸브의 운전토크가 크게 변화되고, 둘째, 밸브시팅에 비교적 큰 토크를 필요로 하며, 셋째, 유량조절을 할 때 저개도 운전시 유체와류현상에 의한 밸브운전의 불안정성을 들 수 있다. 그 밖에 밸브의 개도와 압력손실, 캐비테이션은 밸브를 포함하고 있는 자동제어장치나 순서제어밸브로서 사용될 때, 종종 밸브의 저개도 때문에 높은 유동비에서 발생한다. 이러한 버터플라이 밸브의 유체특성으로 인해 밸브의 성능과 프로세스의 운전 건전성을 좌우하게 된다.

따라서 버터플라이 밸브의 성능과 프로세스의 운전 건전성 향상을 위해 압력손실과 캐비테이션이 고려되어야 한다. 그러므로 압력손실에 따른 캐비테이션의 발단의 이론적인 예측은 중요하게 된다. 본 연구에서는 일반적으로 유량제어밸브는 유동유체가 액체로서 액체의 온도가 충분히 낮고 밸브 내에서 감압에 의하여 상변화 현상인 증기화(flushing)가 일어나지 않는 난류유동에 대해서만 적용하는 ISA S75.01¹⁾과 75.02²⁾의 규정과 버터플라이 밸브를 지나는 유동유체는 2차원 비압축성 유동으로 간주하고, 버터플라이 밸브의 압력손실과 캐비테이션을 예측하였다. 예측 데이터는 밸브를 개발하는데 필요한 엔지니어링 데이터로 이용하고자 한다.

2. 유동특성

2.1 유동방정식과 유량계수

Fig. 1과 같이 유체가 밸브를 통해서 유동하는 경우, 밸브내의 유동을 오리피스를 통한 유동으로 근사화하여 해석할 수 있다. 밸브 전후의 압력 P_1 , P_2 와 단면적, 유체의 비중량 γ 의 관계로부터 이론 유량 q_t (m³/s)는 식(1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$q_t = A_2 \sqrt{\frac{2gP_1 - P_2}{\gamma}} \cdot 1 / \sqrt{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2} \quad (1)$$

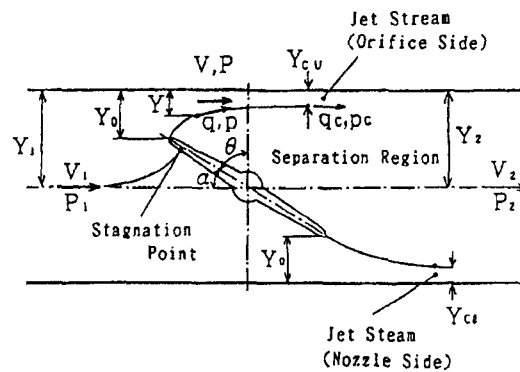


Fig. 1 Notation

축류의 면적은 오리피스 면적과 유사기 때문에 밸브를 통과하는 실제 유량 q 는 파이프 내부의 저항이나 마찰 등으로 이론 유량보다는 적다. 따라서 식(1)은 이를 보정하기 위한 보정계수 C 가 추가된 밸브의 유동방정식은

$$q = A_2 K \sqrt{\frac{2gP_1 - P_2}{\gamma}} \quad (2)$$

$$K = C / \sqrt{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}$$

새로운 모델을 개발할 때 축류나 최소 유동면적에서 측정되는 P_2 를 임의의 설정범위에 두고 설계하면 유량을 결정하기 쉽다. 하지만 P_2 를 밸브시트로부터 어느 정도 지점에서 예측할 것인가는 매우 어렵다. 따라서 최소 유동단면부의 정압 P_{vc} 를 측정하는 것도 역시 거의 불가능하다. 식(2)는 밸브제작사로부터 제공되는 압력회복계수 F_L 를 이용하면 유량 q 는 식(3)과 같이 표현할 수 있다^{1,2)}.

$$F_L = \sqrt{\frac{P_1 - P_2}{P_1 - P_{VC}}}$$

$$q = \left(\frac{4.43 A_2 K}{F_L} \right) \sqrt{\frac{\Delta P}{\gamma}} \quad (\Delta P = P_1 - P_2) \quad (3)$$

괄호로 묶여진 부분을 C_V 라고 하면, 이때 C_V 를 밸브의 유량계수라고 한다.

$$q = C_V \sqrt{\frac{\Delta P}{\gamma}} \quad (4)$$

$$C_V = q \sqrt{\gamma / \Delta P}$$

2.2 압력손실계수

식(4)에서 밸브유량계수 C_V 는 밸브의 열림에 대한 평균유동성을 의미하고, 또 압력손실계수 ζ 은 밸브의 압력손실 ΔP 에 비례하므로 ζ 은 C_V^2 에 반비례 한다. 따라서 본 연구에서는 유동특성으로 유량계수 C_V 대신 압력손실계수 ζ 을 사용하고자 한다. Fig. 1에서 밸브입구의 유체 평균속도를 V_1 , 평균압력을 P_1 , 밸브 뒤쪽의 압력을 P_2 라고 하면, 밸브의 압력손실계수 ζ 은 식(5)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\zeta = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho V_1^2} \quad (5)$$

버터플라이 밸브의 주위유동에서 밸브가 완전히 열렸을 때와 밸브가 중간쯤 열렸을 때와의 성능은 현격하게 차이가 있다. 손실계수는 크게 밸브의 항력에 의존되며, 손실계수는 밸브가 완전히 열리는 근처($\theta=90^\circ \sim 70^\circ$)에 있을 때 주로 밸브의 형상(밸브의 두께)에 영향을 받는다. 밸브 디스크의 두께가 점차 커지면, 밸브몸체와 관로벽 사이의 유동면적은 점점 작게 되어 추가적인 손실이 일어나게 된다.

버터플라이 밸브가 완전히 열린 각도 90° 에 대한 손실계수 ζ_{90} 은 중간쯤 손실계수 ζ_M 보다 더 작다. 따라서 이들 관계는 식(6)으로 나타낼 수 있다.

$$\zeta = \zeta_M + M \zeta_{90} \quad (6)$$

식(6)에서 M 은 밸브가 중간쯤 열린 상태의 손실에 대한 완전히 열린 상태의 손실을 원활하게 결합하기 위한 인자이고, 또한 밸브 열림각 θ 의 함수이다. 따라서 M 은 식(7)과 같은 함수로 표시할 수 있다.

$$M = \cos \alpha \quad (7)$$

밸브가 중간쯤 열렸을 때의 압력손실계수 ζ_M 은 Carnot의 방정식⁵⁾을 응용함으로써 얻을 수 있다. 2차원 유동으로 가정하면 손실은 식(8)과 같이 된다.

$$\zeta_M = \left\{ \frac{1}{(1 - \sin \alpha) C_c} - 1 \right\} \quad (8)$$

식(8)에서 C_c 는 수축계수이고, 수축계수는 2차원 mouthpiece 이론으로부터 식(9)와 같이 얻을 수 있다. 식(9)에서 밸브의 열림각 θ 와 개도각 α 사이의 관계는 전연측(노즐)에서 $\alpha = \pi/2 + \theta$ 와 후연측(오리피스)에서 $\alpha = \pi/2 - \theta$ 의 관계를 가진다.

$$C_c = \frac{\alpha^2 - \alpha \sqrt{\alpha^2 - \sin^2 \alpha}}{\sin^2 \alpha} \quad (9)$$

밸브가 완전히 열린 상태에서 손실계수 ζ_{90} 은 식(10)이 되고, 여기서 C_c 는 밸브의 최대 두께부분으로부터의 수축계수이다. t 와 D 는 각각 밸브의 최대두께와 직경을 의미한다.

$$\zeta_{90} = \left\{ \frac{1}{(1 - t/D) C_c} - 1 \right\}^2 \quad (10)$$

2.3 캐비테이션

캐비테이션은 관로의 수축부를 지나는 유체에서 쉽게 관찰될 수 있다. 특히 밸브를 부분적으로 열면 수축부에서 유속은 증가하고, 유체의 증기압은 강하되어 캐비테이션의 발단을 일으킨다. 캐비테이션의 인자는 식(11)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\sigma = \frac{P_1 - P_v}{\frac{1}{2} \rho V_1^2} \quad (11)$$

여기서 P_v 는 증기압을 의미한다. Fig.1에서 정체점을 통과한 유동은 상부와 하부 제트 유동으로 박리되고, 그리고 이때 제트유동은 하류지역에서 재결합한다. 박리지역(사류지역)은 밸브몸체 뒤에서 발생하고, 압력은 거의 일정하다. 국부압력이 증기압과 같게 될 때, 캐비테이션이 발생한다. 따라서 캐비테이션의 인자는 식(12)와 같이 된다³⁾.

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{P_1 - p_c}{\frac{1}{2} \rho V_1^2} = \frac{P_1 - p_v}{\frac{1}{2} \rho V_1^2} = \left(\frac{V_c}{V_1} \right)^2 - 1 \\ &= \left(\frac{Y_1}{Y_c} \right)^2 - 1 \end{aligned} \quad (12)$$

제트유동이 발생하는 횡단면 인자 $C = Y/Y_0$ 를 사용함으로써 캐비테이션의 인자는 식(13)과 같이 다시 나타낼 수 있다.

$$\sigma = (\sqrt{\xi} + 1)^2 (C/C_c)^2 - 1 \quad (13)$$

캐비테이션의 발단은 양쪽 경계에서 국부압력이 p_0 일 때 증기압은 p_v 가 된다. 따라서 캐비테이션의 발단은 식(13)에서 $C=1$ 을 취함으로써 예측할 수 있다.

$$\sigma = (\sqrt{\xi} + 1)^2 / C_c^2 - 1 \quad (14)$$

또 초킹 캐비테이션은 식(14)에서 $C=C_c$ 로 하면, 초킹 캐비테이션의 발단을 식(15)과 같이 구할 수 있다.

$$\sigma = \xi + 2\sqrt{\xi} \quad (16)$$

3. 해석 및 결과

버터플라이 밸브에 대한 압력손실계수와 캐비테이션인자는 밸브 디스크의 두께와 직경 비(t/D)에 대한 밸브의 열림각(θ) 변화에 따라 구하였고, 해석에 사용된 디스크는 Fig.2와 같이 본 연구에서 개발한 원형허브의 편심형 디스크를 이용하였다.

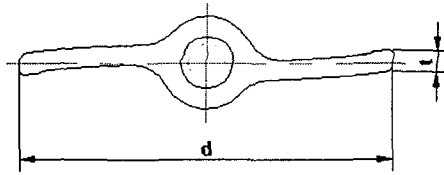


Fig. 2 Shape of disc

해석조건으로 밸브의 디스크 직경 102mm, 평균유속 4m/s으로 하고, 레이놀즈수는 Yada³⁾와 Antoku⁴⁾의 수치해석과 Kimura⁵⁾의 실험으로부터 밸브에서 난류가 발생하는 범위인 4×10^4 이상의 범위를 적용한다. 그리고 실제 버터플라이 밸브의 디스크 두께는 통상 밸브 직경에 약 15~30% 정도이고 이보다 커지면 밸브열림이 작게 된다. 따라서 압력손실계수와 캐비테이션인자는 디스크의 직경과 두께비율 $t/D \approx 0.1 \sim 0.3$ 범위에서 예측하였다⁶⁾.

실제 밸브 디스크는 3차원 형상으로 이때 유동은 직교류가 일어나기 때문에 반드시 축 방향으로 평행이 되는 것은 아니다. 따라서 날개해석에 이용되는 스트립법의 근사법을 적용하여 밸브 디스크를 축 방향의 작은 단면으로 나누고, 해석의 간편화를 위해 각 단면을 2차원 밸브 디스크로 가정하였다. 3차원 밸브 디스크에 대한 압력손실계수 ξ 는 식(17)과 같이 2차원에서 계산된 값에 형상계수를 적용하여 통합함으로써 구할 수 있다⁹⁾.

$$\xi = \frac{\sum_{j=1}^n (\xi_j \sin^3 \alpha_j t_j)}{\sum_{j=1}^n t_j} \quad (17)$$

식(17)은 Hermit⁷⁾ 다항식을 이용하여 프로그램을 작성하고 수치해석으로 구하였으며, 밸

브의 열림각에 대한 압력손실계수의 수치해석결과는 Kimura가 실험으로 구한 값과 비교하여 Fig. 3에 나타냈다.

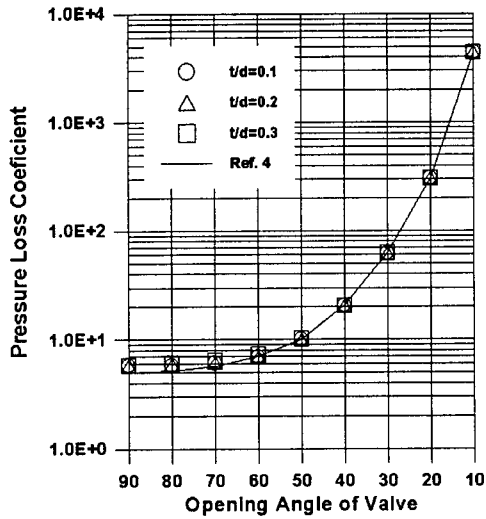


Fig. 3 Pressure loss coefficient for opening angle of Valve

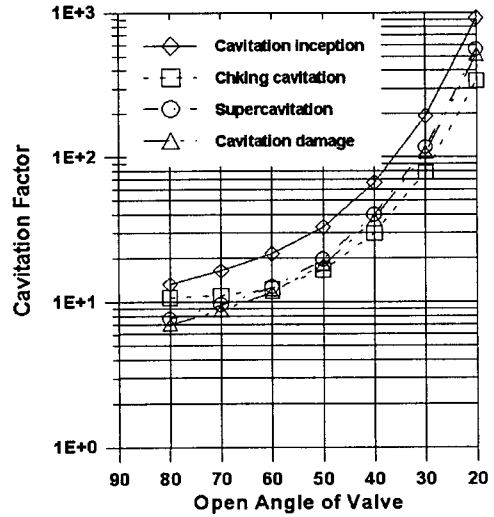


Fig. 4 Cavitation factor for opening angle of Valve(at $t/d=0.1$)

Fig. 3에서 밸브 디스크의 두께와 직경 비에 따라 압력손실은 큰 차이를 보이고 있지는 않은 것으로 나타났고, 밸브의 열림각이 작을 때 Kimura의 결과보다 압력손실계수가 크게 나타난 것은 Kimura의 실험에서는 밸브의 형상계수가 적용되지 않았기 때문인 것으로 판단된다. 또한 Kimura의 실험결과와 본 연구의 결과를 비교해 볼 때 압력손실계수는 밸브 디스크의 두께 비(t/d)에 따라 약 2% 정도의 오차로 만족스러운 결과를 얻었다.

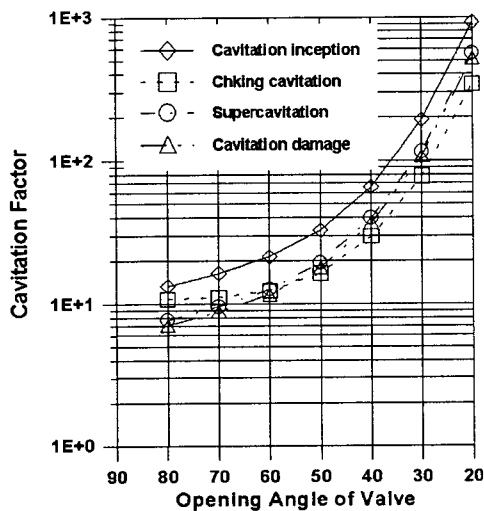


Fig. 5 Cavitation factor for opening angle of Valve(at $t/d=0.2$)

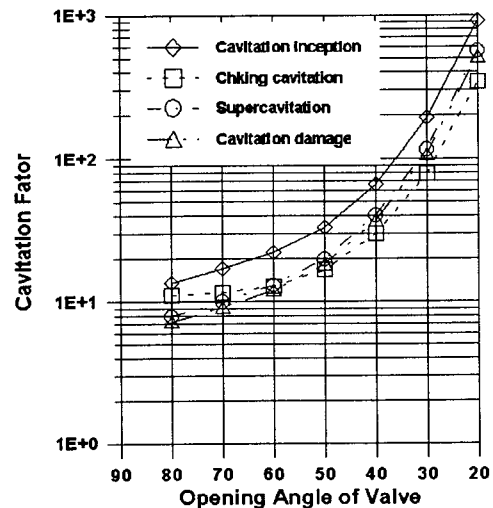


Fig. 6 Cavitation factor for opening angle of Valve(at $t/d=0.3$)

Fig. 4~6은 밸브두께와 직경비의 변화에 따른 밸브 열림각에 대한 캐비테이션 인자들을 계산한 결과이며, 이들 그림에서 슈퍼 캐비테이션과 캐비테이션 손상발단의 계산은 Baumann⁸⁾이 실험으로부터 얻어진 $C=0.78$ 과 $C=0.75$ 를 사용하여 식(15)로부터 구하였다. 그리고 식(15)에서 압력손실계수 ζ 는 Fig.3에서 얻어진 값을 이용하였다. Fig.4~6의 그림으로부터 두께와 직경비의 증가에 따라 캐비테이션의 인자들도 증가함을 나타내고 있다. 이는 밸브의 두께가 커지면 유동비는 감소하고 압력손실이 커지기 때문이다.

4. 결론

소화용 버터플라이 밸브의 성능과 프로세스의 운전 건전성 향상을 위해 ISA S75.01과 75.02의 규정과 유동유체는 2차원 비압축성 유동으로 간주하고 압력손실과 캐비테이션을 디스크의 직경과 두께 비에 따라 그 변화를 예측하였다.

디스크의 직경과 두께 비 $t/D \approx 0.1 \sim 0.3$ 범위에서 압력손실은 큰 차이를 보이지 않았지만, 캐비테이션의 인자들은 증가함을 나타냈다. 이는 밸브의 열림에 대한 압력손실은 밸브형상이나 두께 비에는 의존하지 않고, 밸브의 두께가 커지면 유동비가 감소하여 압력손실이 커지게 되어 캐비테이션의 인자들이 증가하는 것이다. 따라서 밸브설계에 앞서 디스크의 직경과 두께 비에 따른 캐비테이션 인자들을 예측한 후 디스크의 형상을 고려하는 것이 바람직할 것이다.

본 연구결과를 밸브개발에 필요한 엔지니어링 데이터로 활용하면 효과가 높을 것으로 사료된다.

참고문헌

1. Instrument Society America, "ANSI/ISA S75.01, Flow Equation for Sizing Control Valves", Instrument Society America, Research Training Park, North Carolina(1985).
2. Instrument Society America, "ANSI/ISA S75.02, Flow Equation for Sizing Control Valves", Instrument Society America, Research Training Park, North Carolina(1981).
3. R. Oshima, "A Simple Rule of Cavitation Inception in Large Butterfly Valve", 日本機械學會論文集(B編), 54卷 504号, pp.1885-1890(昭63)
4. A. Yada, T. Sakurai and H. Takeda, "The steady two-dimensional flow of viscous incompressible fluid past an elliptic valve of zero angle of attack placed in a rectilinear channel - As a model of a flow past a fully open butterfly valve", KUGD 84-1, March(1984).
5. T. Kimura et al., "Hydrodynamic characteristics of a butterfly valve- Prediction of pressure loss characteristics", ISA Transaction 34, pp.319-326 (1995)
6. 이동명, 박승욱, "소화용 버터플라이 밸브 디스크의 토크특성에 관한 연구", 한국화재·소방학회, 제16권 제2호, pp.33~37(2002).

7. 이현열, 박정희, C로 쓴 수치해석, 대영사, pp.51-54(1997)
8. H.D. Baumann, "A practical guide for the cavitation prevention of throttling butterfly valve", ISA paper 1984-10-C, 1-84-R777 (1984).

본 연구는 2001년 "경기지방 중기청 산·학·연 컨소시엄 공동기술 개발사업"으로 이루어진 것입니다.