

수계소화시스템 버터플라이 밸브의 성능해석에 관한 연구 A Study on the Performance Analysis of Butterfly Valve in Water Fire Extinguishing System

이 동 명

Dong-Myung Lee

경민대학 소방안전시스템과
(2007. 7. 2. 접수/2007. 7. 30. 채택)

요 약

수계소화시스템 버터플라이 밸브의 성능해석에 대한 연구를 수행하였다. 버터플라이 밸브의 성능해석으로는 토크특성, 압력손실과 캐비테이션을 고찰하였다. 밸브의 토크특성은 토크 이론식에 밸브 디스크의 개도각이 보정되었고, 보정식이 추가되었다. 밸브의 열림각에 대한 압력손실계수는 Carnot 방정식을 응용하여 수식화하였다. 버터플라이 밸브의 토크특성, 압력손실과 캐비테이션은 디스크의 두께와 직경 비에 대해 해석하였다. 캐비테이션은 밸브의 압력손실계수로부터 해석하였다. 압력손실과 캐비테이션 해석은 밸브의 열림각에 대한 두께 비의 변화에 따라 수행하였다. 이들 해석 데이터는 버터플라이 밸브를 개발하는데 필요한 엔지니어링 데이터로 활용하고자 한다.

ABSTRACT

Performance analysis of the butterfly valve in water fire extinguishing has been carried out. Performance analysis of the butterfly valve are investigated for torque characteristics, pressure loss and cavitations. The torque characteristics of disc are corrected for the angles of attack of valve disc by theoretical torque equation, and correction equation is added. The pressure loss coefficient on opening angle of valve has been formulated by applying the Carnot's equations. The torque characteristics, pressure loss and cavitations of the butterfly valve are analyzed for the ratio of disc thickness to the valve diameter. Cavitations are analyzed from the pressure loss coefficient of valve. The analysis of pressure loss and cavitation has been carried out change of the thickness ratio on opening angle of valve. These analysis data are utilize to necessary engineering data to develop of the butterfly valve.

Keywords : Butterfly valve, Torque characteristics, Torque coefficient, Pressure loss coefficient, Cavitation inception

1. 서 론

최근 버터플라이 밸브의 경량화와 단순구조 때문에 그 사용범위가 날로 증가하고 있다. 버터플라이 밸브는 파이프라인에 설치되어 유체의 유량이나 압력제어에 사용되는 밸브 중 압력손실이 다른 밸브들보다 작고 간결하여 설치에 매우 적절하기 때문이며, 프로세스 제어시스템들이 더 높은 차원에 더 좋은 정밀도를 요구하듯이 더 높은 성능과 더 좋은 신뢰도의 버터플

라이 밸브가 프로세스 제어시스템의 최종 제어요소로서 요구되고 있다. 이러한 이유로 버터플라이 밸브는 화학플랜트, 상하수도설비 등 산업설비 외에도 식품·의약품 등과 같은 곳에서도 날로 사용이 증가되고 있다. 특히, 소방방재분야에선 최근 건물이나 시설물 화재에 대한 방재시스템의 중요성이 강조되면서 버터플라이 밸브의 사용 또한 급증하고 있다.

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 저개

도 운전 시 유체와류현상에 의한 밸브운전의 불안정성을 들 수 있다. 그 밖에 밸브의 개도와 압력손실, 캐비테이션은 밸브를 포함하고 있는 자동제어장치나 순서 제어밸브로서 사용될 때, 종종 밸브의 저개도 때문에 높은 유동비에서 발생한다. 이러한 버티플라이 밸브의 유체특성으로 인해 밸브의 성능과 프로세스의 운전 건전성을 좌우하게 된다. 버티플라이 밸브의 성능과 운전은 디스크의 토크특성 및 압력손실과 캐비테이션에 좌우된다.

버티플라이 밸브의 성능해석에 대한 기존의 연구¹⁻³⁾는 대부분이 실험에 의한 것으로 이론적인 정립이 부족하고, 압력손실에 따른 유동특성은 고려되지 않았다. Weisbach¹⁾는 평판 밸브에 대해 Carnot 방정식과 실험으로 수축인자를 구하고 압력손실계수를 예측하였다. Tullis 등²⁾과 Ball 등³⁾ 캐비테이션의 발단, 슈퍼 캐비테이션과 임계 슈퍼 캐비테이션으로 캐비테이션의 단계를 정의하고, 캐비테이션 인자사이의 관계를 실험으로 고찰하였다.

버티플라이 밸브의 성능과 프로세스의 신뢰도 향상을 위해선 토크와 유동특성의 예측이 필수적이라고 할 수 있다. 따라서 본 연구에서는 일반적으로 유동유체가 액체로서 액체의 온도가 충분히 낮고 밸브 내에서 감압에 의하여 상변화 현상인 증기화가 일어나지 않는 난류유동에 대해서만 적용하는 ISA S75.01⁴⁾과 75.02⁵⁾의 규정과 버티플라이 밸브를 지나는 유동유체는 2차원 비압축성 유동으로 간주하였으며, 기존 연구를 바탕으로 밸브의 성능을 해석할 수 있는 인자들을 수식화하였다. 이를 바탕으로 밸브의 열림각에 대한 두께비에 따라 토크특성, 압력손실과 캐비테이션을 해석하였다. 해석데이터는 국내 제작사들이 버티플라이 밸브를 개발하는데 필요한 엔지니어링 데이터나 제품의 성능을 향상시키는 데이터로 활용하고자 한다.

2. 토크특성

버티플라이 밸브 디스크의 유체역학특성은 밸브조작에 필요한 토크로 표현된다. 즉, 밸브설계에 영향을 미치는 토크는 수력토크(T_h), 시팅토크(T_s), 베어링 마찰토크(T_b), 정수력의 불평형 토크(T_d)로 구성되고, 밸브 구동장치의 회전력은 이들 토크의 합성으로부터 얻어지는 값 중에서 높은 값을 취하여 결정하게 된다. 베어링 마찰토크와 시팅토크, 정수력의 불평형 토크는 버티플라이 밸브의 회전 반대방향의 축에 항상 작용하고, 수력토크는 밸브를 닫는 방향으로 언제나 작용한다. 그러므로 밸브의 닫힘 토크 T_c 와 밸브의 열림 토

크 T_o 는 다음 식으로 표현된다.

$$T_c = T_b + T_s + T_d - T_h \quad (1)$$

$$T_o = T_b + T_s + T_d + T_h \quad (2)$$

식 (1)과 (2)로부터 베어링 마찰토크와 시팅토크, 정수력 불평형 토크는 서로 상쇄될 수 있고, 두 식으로부터 수력토크는 식 (3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_h = T_o - T_c / 2 \quad (3)$$

2.1 토크계수

식 (3)의 수력토크를 토크특성예측을 위해 무차원 수로 나타내면 식 (4)와 (5)로 나타낼 수 있다.⁶⁾

$$C_s = \frac{T_h}{(1/2)\rho U^2 D^3} \quad (4)$$

$$C_d = \frac{T_h}{\Delta P D^3} = \frac{T_h}{\zeta (1/2)\rho U^2 D^3} = \frac{C_s}{\zeta} \quad (5)$$

$$\zeta = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2}\rho U^2} \quad (6)$$

무차원 수 C_s 는 정적 의미의 토크계수이고, C_d 는 동적 의미의 토크계수이다. 식 (4)와 (5)에서 ρ 는 밀도[kg/m³], U 는 유속[m/s], D 는 디스크의 직경[m], ζ 는 압력손실계수, ΔP 는 밸브 전후의 압력차[Pa]를 나타낸다. 일반적으로 밸브설계에선 압력차를 이용하여 설계하기 때문에 C_d 가 밸브선정에 실용적으로 사용된다.

2.2 토크예측계수

자유-유선이론에서 유동은 디스크의 모서리로부터 완전히 분리되고 사수역은 날개 뒷부분에서 발생한다. 이 조건에서 자유-유선은 디스크의 앞쪽과 뒤쪽 모서리로부터 발생하고, 자유-유선은 하류에서 확장된다. 토크 예측계수는 complex velocity potential method을 이용하여 디스크의 표면에 작용하는 압력을 적분으로 얻은 토크로부터 개도각 α 의 함수로 표시할 수 있다.⁶⁾

$$C_{dp} = C_d \frac{3\pi \sin^2 \alpha}{4(4 + \pi \sin \alpha)} \quad (7)$$

3. 유동특성

밸브를 통하여 유동하는 유체의 유동속도는 밸브 디

스크와 시트의 열림에 의해서 형성되는 최소 유동단면부에서 하류방향으로 조금 떨어진 곳에서 유동속도는 최대가 된다. 따라서 밸브내의 유동을 오리피스를 통한 유동으로 근사화할 수 있다. 밸브입구의 단면적을 A_1 , 밸브 뒤쪽의 축류유동이 발생하는 오리피스 부분의 단면적을 A_2 , 각 단면에서의 평균유속을 V_1 과 V_2 , g 를 중력가속도, 밸브 전후의 압력을 P_1, P_2 , 유체의 비중량을 γ 라 하면, 축류의 면적은 오리피스 면적과 유사하므로 밸브의 기본 유동 방정식은 식 (8)과 같다.⁷⁾

$$q = C_V \sqrt{\frac{\Delta P}{\gamma}} \tag{8}$$

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

여기서 $\Delta P = P_1 - P_2$ 이고, C_V 를 밸브의 유량계수라고 한다.

3.1 압력손실계수

식 (8)에서 유량계수 C_V 는 밸브의 열림에 대한 평균 유동성을 의미하고, 또 압력손실계수 ζ 은 밸브의 압력 손실 DP 에 비례하므로 ζ 은 C_V^2 에 반비례한다. 따라서 본 연구에서는 유동특성으로 유량계수 C_V 대신 압력손실계수 ζ 을 사용하기로 한다.

Figure 1에서 밸브입구의 평균속도를 V_1 , 평균압력을 P_1 , 밸브 뒤쪽의 압력을 P_2 라고 하면, 밸브의 압력손실계수 ζ 은 식 (9)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\zeta = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho V_1^2} \tag{9}$$

하지만 버터플라이 밸브의 주위유동에서 밸브가 완전히 열렸을 때와 밸브가 중간쯤 열렸을 때와의 성능

은 현격하게 차이가 있다. 손실계수는 밸브의 항력에 의존되므로 밸브가 완전히 열리는 근처에 있을 때 주로 밸브의 형상에 영향을 받고, 밸브가 중간쯤 열리는 근처에 있을 때는 더 높게 변한다. 그러므로 버터플라이 밸브가 완전히 열린 각도 90°에 대한 손실계수 ζ_{90} 은 중간각도의 손실계수 ζ_M 보다 더 작다. 따라서 이들 관계는 식 (10)으로 나타낼 수 있다.

$$\zeta = \zeta_M + M \zeta_{90} \tag{10}$$

식 (10)에서 밸브가 중간쯤 열렸을 때의 압력손실계수 ζ_M 은 Carnot 방정식을 응용함으로써 얻을 수 있다. 2차원 유동으로 가정하면 손실은 식 (11)과 같이 된다.⁷⁾

$$\zeta_M = \left\{ \frac{1}{(1 - \sin \alpha) C_C} - 1 \right\} \tag{11}$$

$$C_C = \frac{\alpha^2 - \alpha \sqrt{\alpha^2 - \sin^2 \alpha}}{\sin^2 \alpha}$$

또 밸브가 완전히 열린 상태에서 손실계수 ζ_{90} 은 식 (12)가 되고, 여기서 C_c 는 밸브의 최대 두께부분으로부터의 수축계수이고, t 와 D 는 각각 밸브의 최대두께와 직경을 의미한다.

$$\zeta_{90} = \left\{ \frac{1}{(1 - t/D) C_C} - 1 \right\}^2 \tag{12}$$

3.2 캐비테이션

밸브는 오리피스와 마찬가지로 캐비테이션 발달, 슈퍼 캐비테이션, 캐비테이션 손상, 초킹 캐비테이션을 예측하는 것이 매우 중요하다. 밸브에선 밸브를 부분적으로 열면 수축부에서 유속은 증가하고, 유체의 증기압은 강하되어 캐비테이션의 발달을 일으킨다. 이 사실로부터 캐비테이션의 발달예측은 밸브설계에서 중요한 인자가 된다. 캐비테이션은 식 (13)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\sigma = \frac{P_1 - P_v}{\frac{1}{2} \rho V_1^2} \tag{13}$$

여기서 P_v 는 증기압을 의미한다. Figure 1에서 정체점을 통과한 유동은 상부와 하부 제트유동으로 박리되고, 이때 제트유동은 하류지역에서 재결합한다. 사류지역은 밸브몸체 뒤에서 발생하고, 압력은 거의 일정하다.

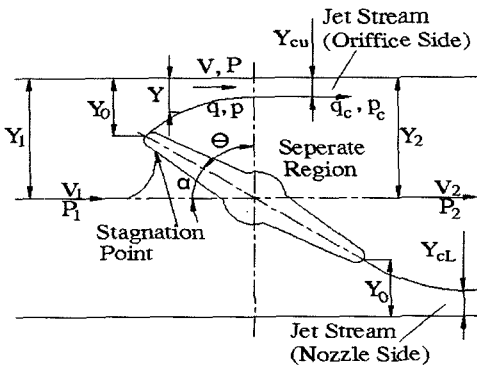


Figure 1. Notation.

제트유동과 사류지역사이를 따라 자유유선은 일정한 국부압력 p 와 일정한 국부속도 0 를 갖는다. 이때 $p=p_0=p_c$ 일정하고, $q=q_0=q_c$ 일정하다. 제트유동지역에서는 속도 V 와 압력 P 에 대한 1차원 평균값을 사용한다. 임의 횡단면 Y 와 하류단면 Y_2 사이에 운동량 이론을 적용하면 손실계수는 식 (14)가 된다.

$$\zeta = (1 - Y_1/Y)^2 \tag{14}$$

국부압력이 증기압과 같게 될 때, 캐비테이션이 발생한다. 제트유동이 발생하는 횡단면 인자 $C=Y/Y_0$ 를 사용함으로써 캐비테이션 예측함수를 식 (15)와 같이 얻을 수 있다.

$$\sigma = (\sqrt{\zeta} + 1)^2 / C_c^2 - 1 \tag{15}$$

4. 해석결과 및 고찰

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

해석조건으로 밸브의 디스크 직경 102 mm, 평균압력 1,205 kPa, 평균유속 4 m/s로 하고, 레이놀즈수는 기존의 연구^{9,10}로부터 밸브에서 난류가 발생하는 범위인 4×10^4 이상의 범위를 적용한다. 그리고 실제 버터플라이 밸브의 디스크 두께는 통상 밸브직경에 약 15~30% 정도이고 이보다 커지면 밸브 열림이 작게 된다. 두께 비에 대한 토크특성 예측계수 C_{dp} 및 압력손실계수와 캐비테이션인자는 디스크의 직경과 두께비율 t/d 는 0.1~0.3 범위에서 예측하였다.

4.1 토크예측계수

Figure 3~5는 밸브개폐 시 개도각의 변화에 따른 토크계수 C_{dp} 의 예측결과를 나타낸 것이다. 평판허브의 경우 t/d 의 비가 0.1인 경우만을 고찰하였고, 토크특성은 t/d 의 비가 0.1인 원형허브와 같게 나타났다.

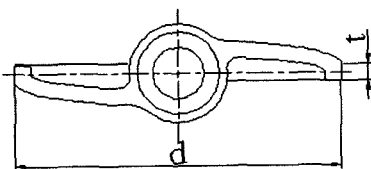


Figure 2. Shape of disc.

Figure 3~5로부터 밸브개폐 시 이론적인 형태로 나타낸 ISA⁸⁾의 전형적인 토크특성과 같은 양상을 보여주고 있다. 토크계수의 최고치는 70°~80° 근처의 밸브

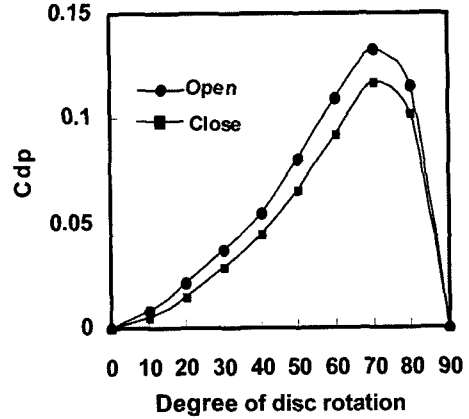


Figure 3. Torque coefficient of $t/d=0.1$.

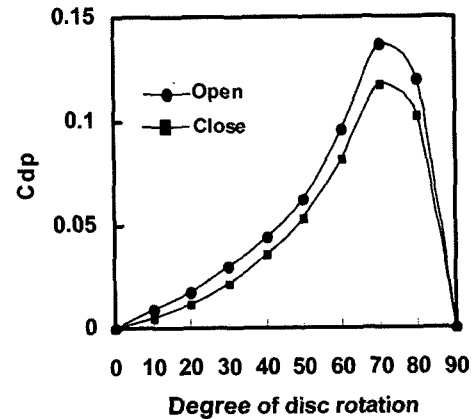


Figure 4. Torque coefficient of $t/d=0.2$.

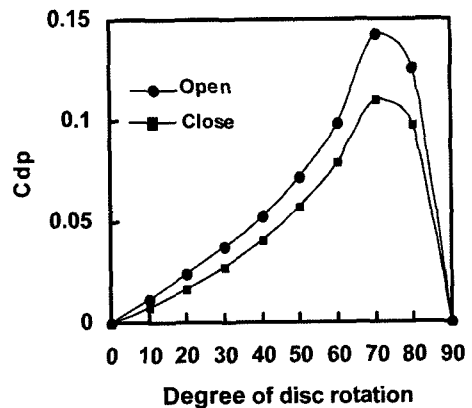


Figure 5. Torque coefficient of $t/d=0.3$.

브 열림과 닫힘에서 발생하고, 토크는 디스크의 개도각이 커지고 밸브 열림이 50°~60°일 때 압력분포가 대칭이 된 후에 감소가 시작된다. 또 압력손실은 밸브 열림이 70°보다 작을 때 급속하게 증가한다.

두께 비율 t/d 가 커지면서 토크계수가 커지는데, 이는 허브두께가 커짐에 따라 유동 비는 감소하고 압력 손실이 커지기 때문인 것은 당연하다. 반면에 두께 비율은 밸브 열림이 커지는 동안 토크에 큰 영향을 주지 않지만, 밸브 열림이 작을 경우 큰 속도로 와류지역이 허브주변에서 발생하고 밸브몸체와 교차하는 방향의 압력차이는 커지게 된다. 예측곡선에서 나타냈듯이 버터플라이 밸브는 40° 이하에서 사용할 경우 불합리하다.

4.2 압력손실계수와 캐비테이션

밸브의 열림각에 대한 압력손실계수의 수치해석결과는 Figure 6과 같고, Kimura⁹⁾가 실험으로 구한 값과 비교하여 나타냈다.

Figure 6에서 밸브 디스크의 두께와 직경 비에 따라 압력손실은 큰 차이를 보이고 있지는 않은 것으로 나타났다. 하지만 압력손실은 밸브의 항력에 의존되므로 밸브가 완전히 열리는 $\theta=90^\circ\sim70^\circ$ 범위에 있을 때 밸브의 두께에 영향을 받는다. 밸브 디스크의 두께가 점차 커지면, 밸브몸체와 관로벽 사이의 유동면적은 점점 작게 되어 추가적인 손실이 일어나게 된다. 또 밸브의 열림각도가 $\theta=70^\circ$ 보다 작은 중간쯤 열릴 때 손실계수는 더 높게 변하는데 이는 유동면적이 더 작게 되는 것은 물론 축류가 추가로 나타나기 때문이며, 그

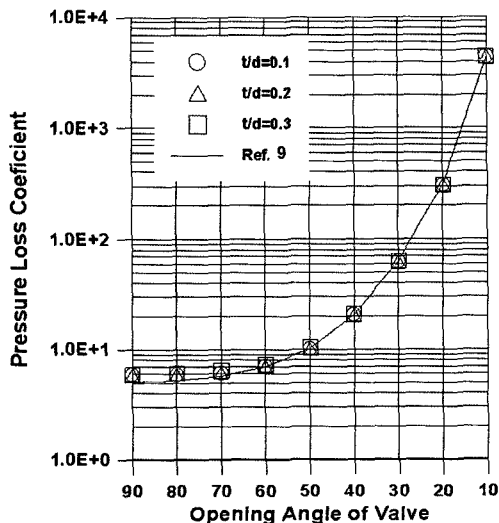


Figure 6. Pressure loss coefficient for opening angle of valve.

다음 유동은 돌연적으로 밸브의 하류방향에서 축류로부터 확장되기 때문에 더 높은 손실이 발생한다.

Figure 7~9는 밸브두께와 직경비의 변화에 따른 밸브 열림각에 대한 캐비테이션 인자들을 계산한 결과이며, 이들 그림에서 슈퍼 캐비테이션과 캐비테이션 손상발단의 계산은 Baumann¹⁰⁾이 실험으로부터 얻어진 $C=0.78$ 과 $C=0.75$ 를 사용하여 식 (13)으로부터 구하였다. 압력손실계수 ζ 는 Figure 6에서 얻어진 값을 이용하였다. Figure 7~9로부터 두께와 직경비의 증가에 따

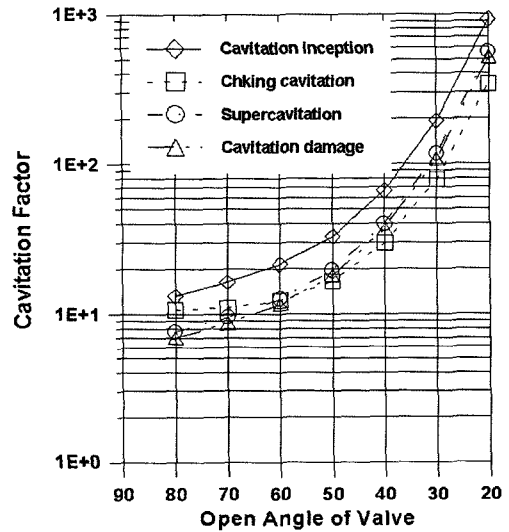


Figure 7. Cavitation factor for opening angle of Valve (at $t/d=0.1$).

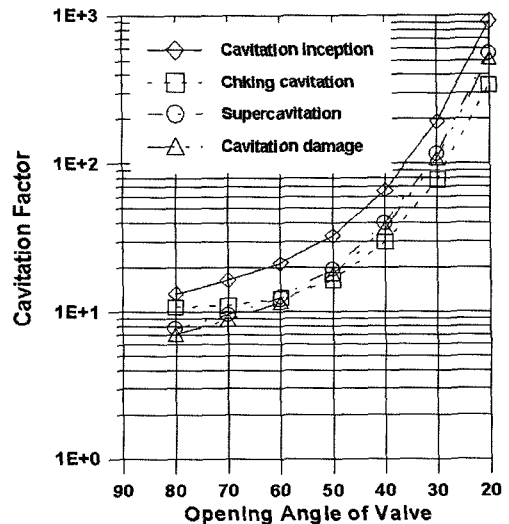


Figure 8. Cavitation factor for opening angle of Valve (at $t/d=0.2$).

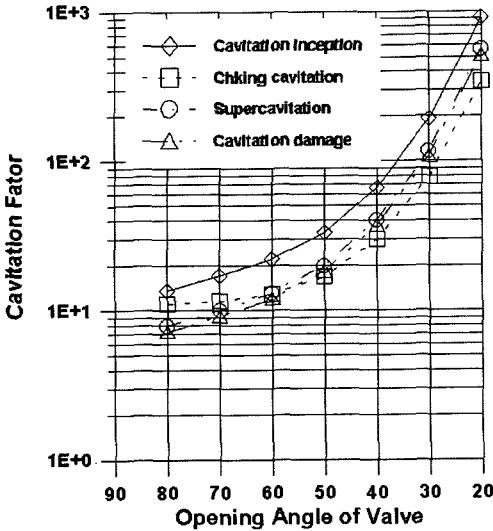


Figure 9. Cavitation factor for opening angle of Valve (at $t/d=0.3$).

라 캐비테이션의 인자들도 증가함을 나타내고 있다. 이는 밸브의 두께가 커지면 유동비는 감소하고 압력손실이 커지기 때문이다. 결국 밸브를 더 열어도 유량은 증가하지 않고 수축부에서 하류의 증기압의 구역을 확장하는 역할만 하게 된다.

5. 결 론

수계소화시스템에서 사용되고 있는 버터플라이 밸브의 성능과 운전특성을 좌우하는 디스크의 토크특성 및 압력손실과 캐비테이션에 대한 해석을 실시하였다. 이들 특성은 밸브가 저개도 상태일 때 주로 발생한다. 밸브 열림각에 대한 두께 비에 따른 토크특성 및 압력손실과 캐비테이션의 상관관계를 해석하였다.

해석결과 디스크의 토크특성은 버터플라이 밸브의 전형적인 양상을 보여주었고, 밸브의 열림이 작은 저개도 시 큰 속도로 와류지역이 허브주변에서 발생하고 밸브몸체와 교차하는 방향의 압력차는 커지게 됨을 확인하였다. 가능하다면 버터플라이 밸브는 가능한 개도 각 40° 이하에서 사용하지 않는 것이 바람직하다.

버터플라이 밸브의 열림각에 대한 압력손실은 밸브 형상이나 두께 비에는 크게 의존하지 않았고, 밸브의

두께가 커지면 유동비가 감소하여 압력손실이 커지게 되어 캐비테이션의 인자들이 증가하는 것으로 나타났다. 밸브설계에 앞서 캐비테이션 인자들을 예측한 후 디스크의 형상을 고려하는 것이 바람직할 것으로 본다.

아울러 본 연구의 결과를 버터플라이 밸브뿐만 아니라 밸브개발의 엔지니어링 데이터로 활용한다면 좋은 결과를 얻을 수 있을 것으로 본다.

참고문헌

1. S. D. Cohn, "Performance Analysis of Butterfly Valves", Instruments, Vol. 24, pp.800-884(1951).
2. T. Sarpkaya, "Torque and Cavitation Characteristics of Butterfly Valves", ASME J. of Applied Mechanics, Dec. pp.511-518(1961).
3. M. Obata, N. Satofuka and T. Tanaka, "Numerical Solution of 2-dimensional Flows Through Butterfly Valve Using Overset Grid Technique", Transactions of the JSME, Japan Society of Mechanical Engineering, Vol. 59(B), pp.220-226(1993).
4. Instrument Society America, "ANSI/ISA S75.01, Flow Equation for Sizing Control Valves", Instrument Society America, Research Training Park, North Carolina(1985).
5. Instrument Society America, "ANSI/ISA S75.02, Flow Equation for Sizing Control Valves", Instrument Society America, Research Training Park, North Carolina(1981).
6. 이동명, 박승욱, "소화용 버터플라이 밸브 디스크의 토크특성에 관한 연구", 한국화재소방학회, 제16권, 제2호, pp.33-37(2002).
7. 이동명, 김엽래, "소화용 버터플라이 밸브의 유동특성에 관한 연구", 한국화재소방학회, 제16권, 제4호, pp.59-64(2002).
8. J. W. Hutchison, "ISA Handbook of Control Valves", Instrument Society of America, 2nd Edition, pp.123-130(1976).
9. T. Kimura and K. Ogawa, "Hydrodynamic Characteristics of a Butterfly Valve-Prediction of Pressure Loss Characteristics", ISA Transaction, Vol. 34, pp.319-326(1995).
10. H. D. Baumann, "A Practical Guide for the Cavitation Prevention of Throttling Butterfly Valve", ISA paper 1984-10-C, 1-84-R777(1984).