

대칭형 버터플라이 밸브의 동수력 토크 계수 연구

A Study on Hydrodynamic Torque Coefficients for Symmetric Type Butterfly Valves

이도환, 강신철, 김대웅, 김인환, 박성근, 홍승열

한전 전력연구원

대전광역시 유성구 문지동 103-16

요 약

본 연구에서는 대칭형 버터플라이 밸브의 동수력 토크 계수를 실험 데이터로부터 평가하는 방법을 제시하고 해석적으로 평가하는 두 가지 최신 방법을 실험 결과와 비교 분석하였다. EPRI (미국 전력 연구소)가 제안한 예측 방법과 Ogawa와 Kimura가 고안한 해석적 방법을 보수성 관점에서 실험적으로 얻은 결과와 비교하여 EPRI의 방법이 Ogawa와 Kimura가 유도한 해석적 방법보다 보수적이라는 사실을 밝혔다. Ogawa와 Kimura의 방법에 의한 예측 결과는 실험적으로 평가한 동수력 토크 계수와 전반적으로 잘 일치하였으나 $25\sim 55^\circ$ 사이의 개도각에서 시험 평가 결과보다 낮게 나타났다. 따라서 이 방법을 안전하게 실제 사용하기 위해서는 해석 결과에 적절한 가중치를 부가하거나 Ogawa와 Kimura가 제안한 바와 같이 많은 실험 결과를 이용하여 이 방법에서 사용된 실험 계수를 보수적으로 변환해야 한다.

ABSTRACT

The assessment method for the hydrodynamic torque coefficient of symmetric type butterfly valves from experimental data is presented in the present study. The two prediction models published recently, where one is proposed by EPRI (Electric Power Research Institute) and the other is devised by Ogawa and Kimura, are investigated in the aspect of conservatism in predicted results by the comparison of experimental results. The applied result by EPRI method reveals more conservative than that of analytic derivation by Ogawa and Kimura. An overall agreement is found between the experimental coefficient and the estimates by the development of Ogawa and

Kimura. However, the comparison displayed that the method gives lower value in the disk opening angle of $25\sim 55^\circ$ that the experimental result. Therefore, for the secure use of the method, an adequate weighting should be enforced to the analytic results, or the experimental factor in the model should be conservatively modified from the accumulated data as indicated by the authors.

1. 서론

버터플라이 밸브는 형상이 간단하고 가벼우며 완전 열림시 계통의 압력 손실이 작을 뿐 아니라 20° 에서 70° 사이의 개도각에서는 선형적인 유량 변화의 특성이 있어 단순 개폐용 (On-off) 및 유량 조절용 밸브로 산업계에서 다양하게 사용되어 왔다⁽¹⁾. 그러나 그 유용성에 비해 체계적인 연구 결과는 많지 않으며 밸브의 성능에 가장 크게 영향을 주는 인자 중 하나로 알려진 동수력 토크 특성에 대한 연구도 최근에서야 수행되고 있다. 새로 설계된 밸브의 성능 평가와 플랜트에 밸브를 설치하기 위해 밸브에 장착될 구동기의 용량을 산출하는 데 있어 밸브 구동에 필요한 최소 요구 토크 평가는 필수적이다. 설치 조건에 대한 밸브의 최소 요구 토크를 모델 시험 결과 또는 해석적 모델을 통해 예측하는 경우, 유동에 의해 유발된 힘인 동수력 토크를 실제 유동 조건에 맞게 예측해야 하는 데 이 계산에는 동수력 토크 계수가 필수적으로 수반된다.

1990년대 초반 미국 EPRI (Electric Power Research Institute)는 실험 결과를 바탕으로 버터플라이 밸브에 대한 모델 연구를 수행했으며 개발된 모델을 모터구동밸브 성능 예측에 적용하여 왔다^{(2),(3)}. EPRI의 모델은 대칭형 디스크뿐만 아니라 비대칭형 디스크와 상류 교란 요소가 있는 경우, 그리고 디스크가 편심되어 있는 경우를 모두 예측할 수 있다는 장점이 있는 반면 예측 결과가 매우 보수적인 것으로 알려져 최근 Kalsi Engineering을 중심으로 CFD (Computational Fluid Dynamics)와 유동장 실험을 병행한 새로운 모델 개발이 시도되고 있다⁽⁴⁾.

동수력 토크에 대한 연구는 디스크를 평판으로 가정하여 자유 유선 이론 (Free Streamline Theory)을 적용하고 시험 결과와 비교하는 방법으로부터 현재는 3차원 전산 유체 역학 기법과 시험을 병행하는 방법으로 발달되어 왔다. 현재까지의 연구 결과를 간단하게 살펴보면 중요한 연구 결과로서 자유 유선 이론을 사용하여 대칭형 디스크에 대한 동수력 토크 계수 방정식을 고안하고 시험을 통해 적절성을 입증한 Ogawa와 Kimura^{(5),(6)}의 연구 결과와 상용 전산 유체 코드를 이용한 3차원 유동 특성 분석의 가능성을 최초로 제시한 Huang과 Kim⁽⁷⁾의 연구 결과가 있다. 최근 Sollic과 Danbon⁽⁸⁾은 정규화 방법 (Normalization Method)에 따라 정의가 다른 동수력 토크 계수들의 장단점을 밝혔으며 동 연구자들⁽⁹⁾은 밸브 전단에 설치된 엘보우 (Elbow)가 설치되어 있을 때 순시 (Instantaneous) 토크와 시간 평균 토크에 대한 영향을 실험적으로 살펴보았으며 이 교란 인자의 동수력 토크에 대한 최소 영향 거리가 디스크 직경의 8에서 10배라는 것을 규명

했다. 압축성 유동에서의 동수력 토크 계수에 대한 실험적 연구는 Morris와 Dutton⁽¹⁰⁾에 의해 체계적으로 수행되었으며 동 저자들은 밸브 전단에 엘보우가 있을 때 시간 평균적인 동수력 토크 계수의 변화를 실험으로 관찰하였다⁽¹¹⁾.

운영 및 건설 중인 18개 원전의 모터구동밸브의 운전성 확인을 요구하는 정부 (과학기술부)의 규제 권고 사항에 따라 한국수력원자력(주)에서는 전력연구원 등과 함께 2006년 6월까지 이행 완료를 목표로 1998년부터 발전소에 설치된 1800대의 모터구동밸브에 대해 성능 평가를 수행하고 있다. 평가 대상 밸브의 약 25%를 차지하는 440여대 버터플라이 밸브에 대한 운전성을 확인할 예정이므로 최소 요구 토크 및 각 토크 성분에 대한 평가 방법의 적절성이 매우 중요하다.

본 논문에서는 버터플라이 밸브의 구동에 가장 큰 영향을 미치는 인자 중 하나인 동수력 토크 계수에 대한 평가 방법을 소개하고 최근에 제시된 두 가지 동수력 토크 예측 방법의 적절성을 정부 규제 권고 사항 이행시 얻어진 시험 결과와 비교하여 보수성을 검증하고자 하였다. 동수력 토크는 유체의 압축성 효과와 디스크 형상 그리고 상류 교란 요소의 유무에 따라 특성이 변하게 되므로 논점의 명확성을 위해 비압축성 유체, 대칭형 디스크 및 상류 교란 효과가 없는 유동장으로 연구 범위를 제한했다.

2. 동수력 토크 계수 평가 방법

2.1 동수력 토크 계수 측정 방법

밸브 디스크가 시트 (Seat)면에서 떨어지거나 (Unseating) 접촉될 때 (Seating)를 제외하면 밸브 에 작용하는 총 토크 (Total Dynamic Torque)는 아래와 같은 토크 성분의 조합으로 나타낼 수 있다⁽³⁾.

$$\begin{aligned} Tq_{TD,} &= Tq_{b,} + Tq_{pack,} + Tq_{hyd,} & (\text{열림시}) \\ Tq_{TD,} &= Tq_{b,} + Tq_{pack,} - Tq_{hyd,} & (\text{닫힘시}) \end{aligned} \quad (1)$$

여기서,

$Tq_{TD,}$, $Tq_{TD,}$ = Total Dynamic Torque

$Tq_{b,}$, $Tq_{b,}$ = 베어링 토크 (Bearing Torque)

$Tq_{pack,}$, $Tq_{pack,}$ = 패킹 토크 (Packing Torque)

$Tq_{hyd,}$, $Tq_{hyd,}$ = 동수력 토크 (Hydrodynamic Torque)

베어링 토크는 밸브 디스크면에 차압이 작용하여 이 힘이 밸브 샤프트와 베어링 사이의 마찰력으로 나타난 토크이며 패킹 토크는 밸브의 외부 누설을 방지하기 위해 장착된 패킹과 샤프트 사이의 마찰 토크이다. 또한, 동수력 토크는 밸브 디스크의 개도각에 따라 나타난 난류, 박리 등 유동 현상에 의해 유발된 토크이다. 식 (1)로부터 베어링 토크와 패킹 토크는 스템 동작 방향과 반대 방향으로 작용하나 동수력 토크는 밸브의 닫힘 방향

으로 작용한다는 것을 알 수 있다.

일반적으로 산업계에서 밸브 및 구동기 선정을 위해 사용하는 밸브 시방서에는 밸브 크기 및 밸브 전·후단 차압에 대한 요건이 기술되어 있어 동수력 토크는 동수력 토크 계수 (Hydrodynamic Torque Coefficient)로 불리는 아래와 같은 무차원 수를 이용하여 평가한다.

$$C_t = \frac{Tq_{hyd}}{\frac{1}{12} \times D_{disk}^3 \times \Delta P} \quad (2)$$

여기서,

C_t = 동수력 토크 계수, 무차원

Tq_{hyd} = 동수력 토크, ft-lbf

D_{disk} = 디스크 직경, inch

ΔP = 밸브 전·후단 차압, psid

실제적인 동수력 토크 계수는 유사한 차압에서 열림 및 닫힘 시험을 여러 차례 수행하여 각 시험에서 얻어진 동수력 토크 계수를 개도각에 따라 평균함으로써 얻어질 수 있으며 동수력 토크 계수를 평가하기 위해서는 시험에서 측정된 총 토크로부터 동수력 토크를 추출해야 함을 식 (1)과 (2)로부터 알 수 있다. 식 (1)에서 베어링 토크는 베어링에 작용하는 힘 평형 관계에 따라 아래 식으로부터 얻어진다.

$$Tq_b = \frac{1}{12} \times \mu_b \times A_{disk} \times \Delta P \times \frac{D_s}{2} \quad (3)$$

여기서,

A_{disk} = 디스크 단면적, in²

μ_b = 베어링 마찰 계수, 무차원

D_s = 스템 직경, in

베어링 토크를 시험적으로 평가하기 위해서는 베어링 마찰 계수를 구해야 하는 데 이 마찰 계수는 밸브가 열리기 시작할 때 (즉, Unseating시) 동수력 토크의 영향이 무시할 만하다는 사실과 밸브 시트와 디스크와의 마찰력인 시트 토크 (Seat Torque)가 유동 유무에 관계없이 일정하다는 가정으로부터 계산할 수 있다. 베어링 마찰 계수는 유동이 없을 때 수행하는 정적 시험과 유동 조건을 형성하여 수행하는 동적 시험을 통해 얻어진 Unseating시의 측정값을 이용하여 아래 식으로부터 평가된다.

$$\mu_b = \frac{24 \times (Tq_{US, \text{동적}} - Tq_{US, \text{정적}})}{A_{disk} \times D_s \times \Delta P_{US}} \quad (4)$$

여기서,

$Tq_{US, \text{동적}}$ = 동적 시험에서 측정한 Total Unseating 점에서의 토크, ft-lbf

$Tq_{US, \text{정적}}$ = 정적 시험에서 측정한 Unseating 점에서의 토크, ft-lbf

ΔP_{US} = 동적 시험에서 측정된 Unseating 점에서의 차압, ft-lbf

Unseating 및 Seating 점을 제외한 정적 시험 측정 결과에서 패킹 토크를 구하고 식 (1), (3) 및 (4)를 이용하면 동수력 토크가 얻어지며 이 동수력 토크를 식 (2)에 대입하면 동수력 토크 계수를 평가할 수 있다.

2.2 동수력 토크 계수 예측 방법

최근 들어 전산 유체 역학 기법을 이용한 동수력 토크 예측 방법이 밸브 설계 및 성능 해석 분야에서 확산되고 있으나 토크에 영향을 주는 다양한 사례에 대한 동수력 토크 예측에는 자유 유선 이론이 시간과 경비 면에서 아직 선호되고 있다. 자유 유선 이론의 실용성을 검증하기 위해 선행 연구를 통해 발표된 두 가지 해석 방법을 아래에 간략히 기술하였다.

2.2.1 Ogawa와 Kimura의 방법

이 해석 방법은 복소 속도 포텐셜 (Complex Velocity Potential)을 이용하여 평판 익 (Flat Plate Wing)의 표면 압력을 적분하여 토크를 구하고 관벽의 영향을 고려하는 방법으로 동수력 토크 계수는 다음 식에 의해 예측한다⁽⁵⁾.

$$C_t = \frac{1.6}{\xi} \left[\frac{1}{1 - \frac{t_{\text{disk}}}{D_{\text{disk}}}} - \frac{1}{1 - \sin \alpha} \right]^2 \left[\frac{3\pi \sin(\pi - 2\theta)}{4(4 + \pi \sin(\pi - 2\theta))^2} \right] \quad (5)$$

여기서,

ξ = 압력 손실 계수, 무차원

t_{disk} = 디스크 두께, inch

$\theta = \frac{\pi}{2} - \alpha' = \text{개도각, rad}$

α = 영각 (Attack of Angle), rad

α' = 수정 영각 (Correct Attack of Angle), rad

Kimura 등⁽⁶⁾은 압력 손실 계수가 완전 열림시보다 중간 개도각에서 크게 증가한다는 사실로부터 평판에 대한 압력 손실 계수 방정식을 아래와 같이 고안했다.

$$\xi = \left[\frac{1}{(1 - \sin(\pi/2 - \theta))C_c} - 1 \right]^2 + \cos(\pi/2 - \theta) \left[\frac{1}{\left(1 - \frac{t_{\text{disk}}}{D_{\text{disk}}}\right)C_{c90}} - 1 \right]^2 \quad (6)$$

여기서,

C_c = 개도각 θ 에서의 압축 계수, 무차원

C_{c90} = 개도각 90° 에서의 압축 계수 C_c , 무차원

C_c 는 Borda Mouthpiece 이론으로부터 얻은 아래 식에 의해 평가된다.

$$C_c = \frac{1}{2} \left[\frac{(\pi/2 - \theta)^2 - (\pi/2 - \theta) \sqrt{(\pi/2 - \theta)^2 - \sin^2(\pi/2 - \theta)}}{\sin^2(\pi/2 - \theta)} + \frac{(\pi/2 + \theta)^2 - (\pi/2 + \theta) \sqrt{(\pi/2 + \theta)^2 - \sin^2(\pi/2 + \theta)}}{\sin^2(\pi/2 + \theta)} \right] \quad (7)$$

식 (5)에서 보이는 바와 같이 압력 손실 계수 ζ 는 동수력 토크 계수에 직접적인 관계가 있으므로 ζ 를 정확히 평가하기 위해서 본 논문에서는 두꺼운 평판 (Flat Plate)을 가정하여 Kimura 등이 제안한 Strip 방법을 사용했다⁽⁶⁾. 수정 영각과 영각과의 관계는 식 (8)로 정의되므로 이를 이용하여 수정 영각을 구하면 식 (6)과 (7)로부터 압력 손실 계수를 얻을 수 있고 식 (5)를 이용하면 동수력 토크 계수를 평가할 수 있다.

$$\alpha' = \alpha + \left[\frac{0.28}{1 + \left(\frac{t_{\text{disk}}}{D_{\text{disk}}} \right)^{2.2}} \right] \times \left[\frac{2\pi \sin \alpha \cos \alpha}{4 + \sin \alpha} + \frac{3\pi \sin 2\alpha}{(4 + \pi \sin \alpha)^2} \right] \quad (8)$$

Ogawa와 Kimura는 정확한 예측을 위해 실험 결과를 축적하여 식 (6)의 $\left(1 - \frac{t_{\text{disk}}}{D_{\text{disk}}}\right)$ 와

식 (8)의 $\frac{0.28}{1 + \left(\frac{t_{\text{disk}}}{D_{\text{disk}}} \right)^{2.2}}$ 에 대한 최적화를 주장했다⁽⁶⁾.

2.2.2 EPRI 방법

EPRI에서 고안한 방법은 Sapkaya의 얇은 디스크 (Thin Disk) 모델에 디스크 두께에 의한 효과를 고려하여 구한 표준 동수력 토크 계수 (Generalized Hydrodynamic Torque Coefficient)에 완전 열림 근방에서 실제적인 수두 손실 계수를 반영하여 유동에 의한 마찰이 너무 낮게 예측되는 Sapkaya 모델의 단점을 보완하는 방법이다^{(1),(3)}. 밸브 전 · 후 단사이에서 나타나는 최소 수두 손실을 계산하고 Sapkaya의 수두 손실과 같아지는 개도각 ($\alpha_{\min}$) 이후에는 이 최소 수두 손실이 일정하게 유지된다는 가정하에 표준 동수력 토크 계수를 보정하고 이전 개도각에서는 표준 동수력 토크 계수를 이용함으로써 실제적인 수두 손실이 반영된다. 비대칭형 디스크에 대한 최소 수두 손실 계수는 완전 열림 근방에서 측정된 압력 손실이 급확대 및 축소 그리고 압력 측정 탭 (Tap) 사이의 마찰에 기인한다고 가정하여 아래의 식을 이용하여 평가한다.

$$K_{v, \min} = \frac{0.5(1 - \beta_1^2)}{\beta_1^4} + \frac{(1 - \beta_1^2)^2}{\beta_1^4} + 8f_T \quad (9)$$

여기서,

$K_{v, \min}$ = 최소 수두 손실 계수, 무차원

f_T = 배관 마찰 계수, 무차원

$$\beta_1^2 = (A_{\text{seat}} - A_{\text{projection}}) / A_{\text{pipe}}, \text{ 무차원}$$

$$A_{\text{seat}} = \text{디스크가 없을 때의 시트 (Seat) 단면적, inch}^2$$

$$A_{\text{pipe}} = \text{배관 단면적, inch}^2$$

$$A_{\text{projection}} = D_{\text{disk}} \times t_{\text{disk}}, \text{ inch}^2$$

표준 동수력 토크 계수는 식 (9)에서 구한 최소 수두 손실 계수를 이용하여 보정 동수력 토크 계수 (Modified Hydrodynamic Torque Coefficient)를 평가한다.

$$C_t = C_{t, \text{general}} \left(\frac{K_v}{K_v^*} \right) \quad (10)$$

여기서,

$$C_t = K_v^* \text{를 이용하여 보정한 동수력 토크 계수, 무차원}$$

$$C_{t, \text{general}} = \text{표준 동수력 토크 계수, 무차원}$$

$$K_v = \text{표준 동수력 토크 계수에 대한 수두 손실 계수, 무차원}$$

$$K_v^* = K_{v, \min} \quad (\theta > \theta_{\min} \text{인 경우}), \text{ 무차원}$$

$$K_v^* = K_{v, \text{thin}} \quad (\theta \leq \theta_{\min} \text{인 경우}), \text{ 무차원}$$

$$K_{v, \text{thin}} = \text{Sapkaya 모델로부터 구한 수두 손실 계수, deg}$$

$$\theta = \text{개도각, deg}$$

$$\theta_{\min} = K_{v, \min} \text{이 } K_{v, \text{thin}} \text{과 동일해지는 개도각, deg}$$

3. 대상 밸브 및 시험 장비

본 연구에서 평가 대상으로 선정한 두 대의 밸브는 Posi-Seal사에서 제작한 24 inch 대칭형 버터플라이 밸브로서 열림과 닫힘 방향 모두 리밋 스위치에 의해 제어된다. 디스크 직경 (D_{disk})과 스템 직경은 각각 23.375 inch와 2.5 inch이고 최대 디스크 두께 (t_{disk})는 4.75 inch이다. 베어링 토크에 직접적인 영향을 주는 베어링 재질은 스테인레스 스틸이고 스템 재질은 SA564이다. 밸브의 작용하는 총 토크는 스템에 스트레인 게이지형 토크 Transducer인 Teledyne Brown Engineering사의 QSS를 부착하여 측정했고 신호 처리 및 데이터 취득에는 Crane Nuclear Inc.사에서 제작한 32 Channel UDS (Universal Diagnostic System)를 사용하였으며 데이터 취득 Sampling Rate는 1 KHz이었다 (Fig. 1 참조). 전단 및 후단 압력은 최대 측정 압력이 300 psig인 원자력 등급용 압력 Transducer를 사용하여 측정했고 이 값들을 이용하여 차압을 계산했다. 사용한 UDS의 Reading 및 Full Scale 불확실성 (Uncertainty)은 각각 1.0%와 0.7 ft-lbf이며 QSS의 불확실성은 8.2% Reading 이다. 또한, 전·후단 압력계의 불확실성은 모두 0.075 psig이다.

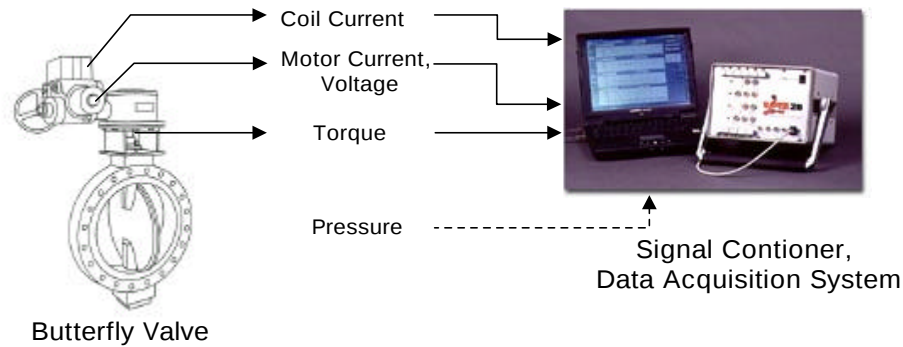


Fig. 1 Schematic Diagram of Data Acquisition System

4. 결과

본 논문에서 Packing 토크는 정적 조건에서 열림 및 닫힘 행정 시험을 수행하여 Fig. 2와 같은 토크 신호를 측정된 후 각 행정 방향에 대한 Running Region의 토크를 시간 평균하여 구하였다. 베어링 마찰 계수는 식(4)에서 나타낸 바와 같이 정적 시험에서 측정된 Unseating 토크 (Fig. 2 참조)와 동적 시험에서 측정된 Total Unseating 토크 (Fig. 3 참조)를 이용하여 평가한다. Table 1에는 평가 대상 밸브에 대해 측정된 Packing 토크와 베어링 마찰 계수를 평가하기 위해 필요한 주요 측정점에서의 데이터를 나타냈다. 베어링 마찰 계수의 시험에 반복에 따른 불확실성은 최대 5%임을 Table로부터 알 수 있다.

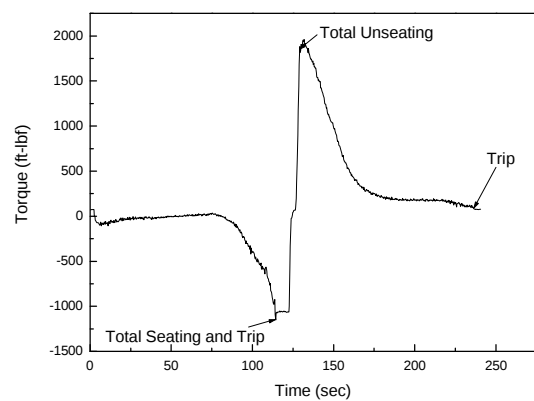
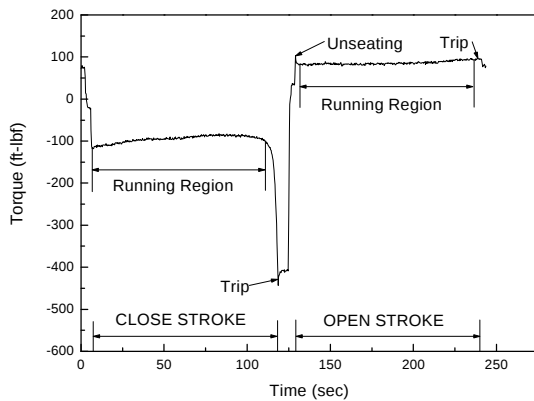


Fig. 2 Typical Plot of Static Test Signal Fig. 3 Typical Plot of Dynamic Test Signal

Fig 4는 밸브 A에 대해 Packing 토크와 베어링 토크를 구한 후 식 (1)을 이용하여 평가한 열림시 동수력 토크를 나타낸 것이다. 여기서, 열림 행정에 대한 개도각 (α)은 Unseating점을 0° 로 정하고 리밋 스위치 트립점을 90° 로 정의하였으며 닫힘 행정에

대한 개도각은 리밋스위치 동작점을 기준으로 90°로 정의하고 리밋 스위치 트립점을 0°로 정의하여 평가했다. Fig. 4를 보면 총 토크가 개도각의 증가에 따라 단조적으로 감소하고 40° 부근까지 평가 밸브에 작용하는 총 토크 중 베어링 토크의 영향이 가장 지배적임을 알 수 있다. 그러나 식 (2)와 식(3)으로부터 추정할 수 있듯이 베어링 토크와 동수력 토크는 개도각에 따른 차압 변화, 베어링 마찰 계수와 관련 있는 베어링 재질 및 밸브 치수에 영향을 받으므로 Fig. 4에 나타난 토크 분포를 일반적이라고 판단해서는 안 된다. 밸브에 따라 동수력 토크의 영향이 지배적인 60° 이상의 개도각에서 총 토크의 최고점이 나타나기도 하기 때문이다⁽³⁾.

대상 밸브	Packing 토크	정적 시험 Unseating 토크	동적 시험 Total Unseating 토크 @차압	베어링 마찰 계수
A	열림시: 75.03 ft-lbf	131.67 ft-lbf	1차: 1904.375 ft-lbf@106.48 psid	1차: 0.37
	닫힘시: 79.51 ft-lbf		2차: 1967.295 ft-lbf@106.16 psid	2차: 0.39
B	열림시: 87.73 ft-lbf	102.38 ft-lbf	1차: 2111.57 ft-lbf@112.24 psid	1차: 0.40
	닫힘시: 110.05 ft-lbf		2차: 2080.17 ft-lbf@115.311 psid	2차: 0.38

Table. 1 Measurement Parameters

열림 및 닫힘 시험 데이터를 이용하여 식 (1)~(4)를 이용하여 평가한 동수력 토크 계수를 Fig. 5에 나타냈다. 이 그림으로부터 밸브의 동수력 토크 계수가 행정 (즉, 열림시 또는 닫힘시)에 따라 크게 차이가 없음을 확인할 수 있다. 동수력 토크 계수의 진폭이 60° ~90° 사이에서 급격히 증가하는데 이는 식 (2)와 Fig. 5에서 확인할 수 있듯이 개도각이 증가함에 따라 밸브 전·후단 차압이 크게 감소되어 측정된 차압의 작은 변동에도 동수력 토크 계수 평가가 민감해 지기 때문이다. 차압이 작을 때 동수력 토크의 변화가 민감한 이유를 자세히 살펴보기 위해 편미분의 개념과 식(2)를 사용하여 차압 변화에 대한 동수력 토크 계수의 변동을 아래와 같이 정의하였다.

$$\begin{aligned}\frac{\partial C_t}{C_t} &= \pm \sqrt{\left(\frac{\Delta P}{C_t} \frac{\partial C_t}{\partial \Delta P} \frac{\delta \Delta P}{\Delta P} \right)^2} \\ &= \pm \sqrt{\left(\frac{\delta \Delta P}{\Delta P} \right)^2}\end{aligned}\quad (11)$$

여기서,

δC_t = 동수력 토크 계수의 변화량, 무차원

$\delta \Delta P$ = 밸브 전·후단 차압의 변화량, psid

식 (11)에 차압과 전후단 압력과의 관계 (즉, $\Delta P = P_{up} - P_{down}$)를 이용하면 $\frac{\delta \Delta P}{\Delta P}$ 을 식 (12)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned}\frac{\delta \Delta P}{\Delta P} &= \pm \sqrt{\left(\frac{P_{up}}{\Delta P} \frac{\partial \Delta P}{\partial P_{up}} \frac{\delta P_{up}}{P_{up}} \right)^2 + \left(\frac{P_{down}}{\Delta P} \frac{\partial \Delta P}{\partial P_{down}} \frac{\delta P_{down}}{P_{down}} \right)^2} \\ &= \pm \sqrt{\left(\frac{P_{up}}{\Delta P} \frac{\delta P_{up}}{P_{up}} \right)^2 + \left(\frac{P_{down}}{\Delta P} \frac{\delta P_{down}}{P_{down}} \right)^2}\end{aligned}\quad (12)$$

여기서,

P_{up} = 전단 압력, psig

P_{down} = 후단 압력, psig

δP_{up} = 전단 압력의 변화량, psig

δP_{down} = 후단 압력의 변화량, psig

식 (11)과 식 (12)를 결합하면 차압 변화에 대한 동수력 토크 계수의 민감도를 식 (13)으로 근사화할 수 있다.

$$\frac{\delta C_t}{C_t} = \pm \sqrt{\left(\frac{P_{up}}{\Delta P} \frac{\delta P_{up}}{P_{up}} \right)^2 + \left(\frac{P_{down}}{\Delta P} \frac{\delta P_{down}}{P_{down}} \right)^2}\quad (13)$$

개도각이 60° 이상인 영역에서는 차압이 극격히 작아지므로 밸브 전단 압력과 밸브 후단 압력이 각각 100 psig 및 99 psig가 된다고 가정하면 가장 가까운 개도각에서 $\delta P_{up}/P_{up}$ 및 $\delta P_{down}/P_{down}$ 가 1% 정도만 변해도 인접 개도각의 $\delta C_t/C_t$ 는 $\pm 140\%$ 정도가 된다. 위에서 유도한 식은 민감도 영향을 최대로 관찰하기 위해 전단압력이 증가할 때 후단압력이 같은 양 만큼 감소한다는 가정 하에 편미분의 부호를 고려하지 않은 것임을 언급하고 싶다. Fig. 5와 식 (13)과 관련하여 또 하나 주지해야 할 사실은 동수력 토크 계수를 정확하게 평가하기 위해서는 압력계 및 압력신호 취득 장비가 매우 정밀해야 하고 압력 측정 위치가 밸브 전·후단에 매우 가까운 위치에 설치되어야 한다는 것이다. 이는 압력이 정확하지 않으면 차압이 작은 영역에서 동수력 토크 계수가 매우 큰 부정확성을 갖기 때문이다.

동수력 토크 계수의 민감성은 난류뿐만 아니라 밸브 및 배관의 유체 유발 진동과 측정 시 전기적 잡음 (Noise) 그리고 측정 기기의 정확성에 영향을 받으므로 지배되므로 단일 시험을 통해 60° 이상의 개도각에서 동수력 토크 계수를 정확히 구하기는 쉽지 않다⁽⁸⁾. 예측 방법에 의한 동수력 토크 계수와 측정으로부터 평가된 동수력 토크 계수를 효과적으로 비교하기 위해서는 많은 측정 데이터로부터 개도각에 대한 평균을 취해 측정 동수력 토크 계수를 얻는 것이 필요하다. 본 논문에서는 2대의 밸브에 대해 각 행정에 대해 2번씩의 실험만을 수행하여 동수력 토크 계수를 평가했으므로 각 개도각에서의 평균 동수력 계수를 구하기 위해 다음과 같은 특별한 방법을 사용했다. 개도각을 5° 간격으로 나누어 창을 만들고 각 개도각 창에 들어오는 동수력 토크 계수를 평균하여 그 개도각에서의 동수력 토크 계수로 평가했으며 4번의 시험 결과를 평균하여 개도각에 따른 최종 시험 동수력 토크 계수를 평가했다. 개도각에 대해 창을 만들어 평균하는 방법은 히스토그램을 구할 때 사용하는 방법과 유사하며 많은 실험이 가능하지 않은 경우 공학계 및

산업계에서 사용되어 온 방법 중 하나이다.

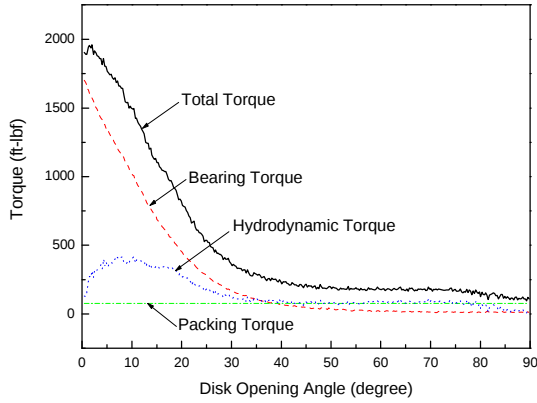


Fig. 4 A Opening Torque Components

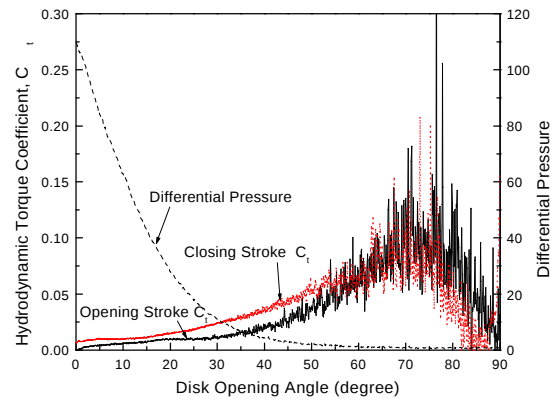


Fig. 5 Hydrodynamic Torque Coefficients

Fig. 6에는 Sapkaya 모델의 동수력 토크 계수, 표준 동수력 토크 계수 및 수정 표준 동수력 토크 계수를 나타냈고 Fig. 7에는 표준 동수력 모델과 Sapkaya 모델 각각에 대한 수두 손실 계수를 나타냈다⁽³⁾. 여기서 배관 직경 및 시트 직경을 식 (9)에 적용하여 구한 최소 수두 손실 계수 $K_{v,min}$ 은 0.57이며 이 최소 수두 손실 계수와 Sapkaya 모델의 수두 손실 계수 $K_{v,thin}$ 가 동일해지는 개도각은 78° 이다. Fig. 7로부터 EPRI의 모델은 Sapkaya의 모델의 밸브 유동 마찰 계수를 수정하는 것이 주요 골격임을 알 수 있다.

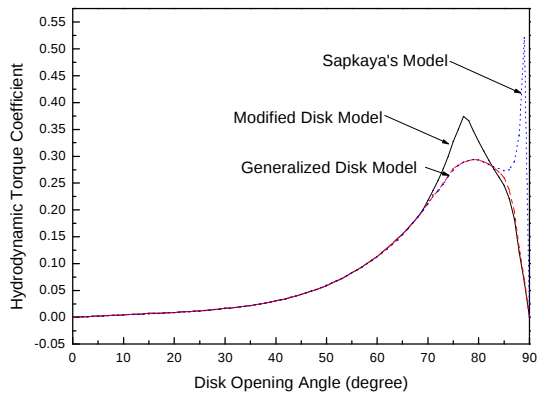


Fig. 6 EPRI Hydrodynamic Torque Coefficients

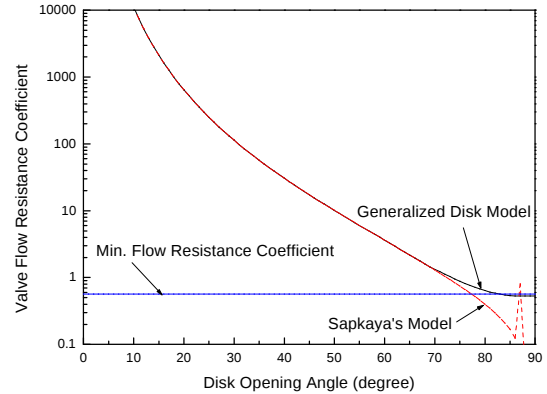


Fig. 7 EPRI Flow Resistance Coefficient

전술한 바와 같이 각각의 행정에 대해 개도각을 5° 간격의 창으로 나누고 창 안의 동수력 토크 계수들을 평균하여 구한 대상 밸브의 행정별 동수력 토크 계수와 각 개도각에

대해 행정별 동수력 토크 계수를 평균하여 얻은 평균 동수력 토크 계수를 Fig. 8에 나타내었다. 본 연구의 대상 밸브의 동수력 토크 계수 최대값은 0.12로 나타났으며 행정별 최대 차이는 약 0.019로 최대값의 16%의 편차가 있는 것으로 나타났다. 이 편차는 10%에 가까운 토크 센서 및 신호 취득기의 불확실성 (Uncertainty), 행정별 베어링 마찰 계수의 변화, 평균 패킹 마찰력 사용에 기인한 패킹 마찰력의 불확실성 그리고 압력계의 불확실성에 기인한 차압의 불확실성에 기인한다고 판단된다.

실험적으로 평가한 최종 동수력 토크 계수, EPRI^{(1),(2),(3)}와 Ogawa^{(5),(6)} 등이 개발한 방법을 이용하여 평가한 동수력 토크 계수를 Fig. 9에 나타내었다. 그림으로부터 몇가지 사실을 발견할 수 있는 데 먼저 EPRI의 방법은 실험 결과보다 매우 보수적인 결과를 예측한다는 사실과 표준 동수력 토크 계수만으로도 보수적인 동적 토크의 예측이 가능함을 알 수 있다. Morris와 Dutton^{(10),(11)} 및 Ogawa와 Kimura⁽⁵⁾ 그리고 EPRI의 실험 결과⁽²⁾에서 대상 밸브의 종횡비 (Aspect Ratio = $t_{\text{disk}}/D_{\text{disk}} = 0.2$)와 유사한 밸브에 대해 동수력 토크 계수 최대치가 모두 0.26 이하로 나타났다는 사실로부터 EPRI의 방법이 보수적임을 알 수 있다. 참고로 EPRI의 실험 결과는 베어링 토크와 패킹 토크가 무시할 만하다고 가정하고 식 (2)의 동적 토크를 Total Dynamic Torque로 대치하여 얻은 결과이므로 EPRI의 실험 결과에도 이미 보수성이 포함되어 있음에 주목할 필요가 있다.

반면 Ogawa와 Kimura의 방법으로 평가한 동수력 토크 계수는 전체적으로 실험 결과와 잘 일치하나 25~55°의 개도각에서는 실험보다 약간 낮은 값을 예측함을 보인다. Fig. 4와 같이 30° 이하의 낮은 개도각에서 높은 동수력 토크가 발생하는 밸브에 대해서는 Ogawa와 Kimura의 방법이 동수력 토크 계수를 실제 보다 낮게 예측하여 결국 Total Dynamic Torque의 최대치를 낮게 예측할 염려가 있다. 따라서 Ogawa와 Kimura의 모델을 사용하여 동수력 토크 계수를 평가하고 동수력 토크를 예측하는 경우에는 평가된 동수력 토크 계수에 가중치를 곱하여 보수성을 강화하거나 Ogawa 등이 제시한 바와 같이 모델 계수를 실험을 통해 보수적으로 변경하는 것이 필요하다⁽⁵⁾. Fig. 9에서 또 하나 알 수 있는 것은 모델에 의해 예측한 동수력 토크 계수의 최대치 위치 및 곡선의 경향이 실험 결과와 대체로 잘 일치한다는 사실이다. 이는 구동기의 가용 토크가 개도각에 따라 변하는 공기 구동밸브인 경우 특히 중요한 데 그 이유는 구동기가 낼 수 있는 최대 가용 토크가 밸브를 동작 시키는 데 필요한 Total Dynamic Torque보다 어느 개도각에서나 커야하기 때문이다⁽⁴⁾. 따라서 구동기의 가용 토크가 변하는 동력구동밸브의 경우 구동기를 최적으로 선정하기 위해서는 각 개도각에서의 동수력 토크 계수에 대한 정확한 예측이 필요하다.

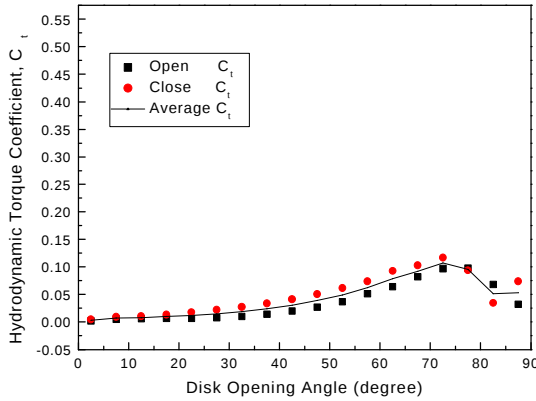


Fig. 8 Present Experiment C_t

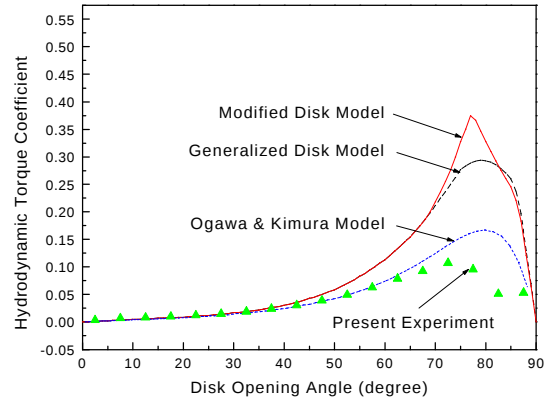


Fig. 9 Comparison of Coefficients

5. 결론

본 논문에서는 버터플라이 밸브의 성능 예측에 가장 중요한 변수 중 하나인 동수력 토크 계수를 실험으로부터 평가하는 방법과 이 계수를 예측하기 위해 현재 개발된 방법들을 비교 분석하였다. 2대의 대칭형 버터플라이 밸브에 대한 토크와 압력 신호를 이용하여 동수력 토크 계수를 평가하는 방법과 실험 횟수가 충분하지 않을 때 개도각 창을 만들어 평균하여 최종 동수력 토크 계수를 평가하는 방법을 제시하였다. 또한, 최근 개발된 EPRI와 Ogawa등의 동수력 토크 계수 예측 방법을 소개하고 예측 방법으로 평가한 동수력 토크 계수와 실험적으로 구한 계수를 비교하여 각 방법의 보수성을 평가하였다.

EPRI의 방법으로 추정된 동수력 토크 계수는 본 대상 밸브의 실험 동수력 토크 계수보다 매우 보수적인 것으로 나타났으며 Ogawa와 Kimura의 방법은 실험치와 잘 일치하나 25~55° 개도각 구간에서는 비 보수적인 결과를 보였다. 개도각에 따른 동수력 토크 계수에 기울기의 경향을 살펴보았을 때 EPRI와 Ogawa 등의 방법으로 얻은 동수력 토크 계수 모두 실험치의 경향과 잘 일치함을 확인하였다. 그러나 위의 결과는 제한된 양의 밸브에서 얻은 데이터를 이용하여 얻은 것이므로 해석적 모델들의 제한성과 보수성을 검증하기 위해서는 좀 더 많은 실험 데이터의 분석이 필요하다고 판단된다.

EPRI 모델은 내재된 보수성에도 불구하고 대칭형뿐만 아니라 비대칭형 디스크에 대해 개발되어 현재 발전소 밸브의 성능 평가에 적용되고 있으나 산업체에 적용되고 Ogawa와 Kimura⁽⁵⁾의 모델과 같은 해석적 모델은 아직까지 비대칭형까지 확장될 수 있도록 개발되어 있지 못하다. 따라서 이들에 대한 연구가 필요하며 EPRI가 개발한 모델에 적용된 이론 및 실험 변수를 Ogawa와 Kimura의 모델에 적용하면 비대칭형 디스크에 대한 모델로 확장할 수 있을 것으로 판단된다.

참고문헌

1. "Application Guide for Motor-Operated Valves in Nuclear Power Plants (Revision of EPRI/NMAC NP-7501)," Vol. 2 :Butterfly, TR-106563-V2, EPRI Proprietary Report, 1998
2. "Butterfly Valve Design, Elbow, and Scaling Effects Test Report," TR-103257, EPRI Proprietary Report, 1994
3. "Butterfly Valve Model Description Report," TR-103224, EPRI Proprietary Report, 1994
4. M. S. Kalsi, B. Eldiwany, V. Sharma and D. Somogyi, " Dynamic Torque Models for Quarter-Air-Operated Valves", Proceedings of the Sixth NRC/ASME Symposium on Valve and Pump Testing, pp. 3A-47~3A-60, 2000
5. K. Ogawa and T. Kimura, "Hydrodynamic Characteristics of a Butterfly Valve - Prediction of Torque Characteristics," ISA Transactions, Vol. 34, pp. 327~333, 1995
6. T. Kimura, T. Tanaka, K. Fujimoto and K. Ogawa, "Hydrodynamic Characteristics of a Butterfly Valve - Prediction of Pressure Loss Characteristics," ISA Transactions, Vol. 34, pp. 319~326, 1995
7. C. Huang and R. H. Kim, "Three-Dimensional Analysis of Partially Open Butterfly Valve Flows," Journal of Fluids Engineering, Vol. 118, pp. 562~568, 1996
8. C. Sollicec and F. Danbon, "Aerodynamic Torque Acting on a Butterfly Valve. Comparison and Choice of a Torque Coefficient," Journal of Fluids Engineering, Vol. 121, pp. 914~916, 1999
9. F. Danbon and C. Sollicec, "Aerodynamic Torque of a Butterfly Valve-Influence of an Elbow on the Time-Mean and Instantaneous Aerodynamic Torque," Journal of Fluids Engineering, Vol. 122, pp. 337~344, 2000
10. M. J. Morris and J. C. Dutton, "Aerodynamic Torque Characteristics of Butterfly Valves in Compressible Flow," Journal of Fluids Engineering, Vol. 111, pp. 392~399, 1989
11. M. J. Morris and J. C. Dutton, "An Experimental Investigation of Butterfly Valve Performance Downstream of an Elbow, Vol. 113, pp. 81~113, 1991