

원자력 발전소용 3축 편심 나비형 밸브에 발생하는 동수력 토크에 관한 수치적 연구

장승언* · 조성휘* · 장영운** · 전인수** · 이원희** · 김홍집***†

A Numerical Study on Hydrodynamic Torque Generated in 3-Axis Eccentric Butterfly Valves for Nuclear Power Plants

Seung Eon Jang*, Seong Hwi Jo*, Won Hee Lee**, In Soo Jeon**, Young Woon Jang**, Hong Jip Kim***†

Key Words : C_v (용량계수), Hydrodynamic Torque(동수력토크), CFD(전산유체역학)

ABSTRACT

The objectives of this study were to predict the hydrodynamic torque generated in 3-axis eccentric butterfly valve and select suitable actuators to operate the valves. The diameter of the two sizes of butterfly valves used in this study were 101.6 mm and 304.8 mm. To predict the hydrodynamic torque generated in the 3-axis eccentric butterfly valve, flow characteristics were evaluated for various opening angles of the valve. To verify the analyses, the calculated C_v was qualitatively compared with the experimental results and satisfactory agreement between them was obtained. Additionally, the hydrodynamic torque coefficient was compared with that reported in a previous study to confirm the characteristic tendency. Results of this study indicated that the actuator selected for operation of the valve should be based on the hydrodynamic torque at the smallest open condition.

1. 서 론

원자력 발전소용 3축 편심 나비형 밸브(butterfly valve)는 회전 운동식 형태의 대표적인 밸브이며 중량이 가볍고 구조가 간단하며 취급이 용이한 밸브이다. 본 연구에 사용되는 밸브모델은 MOV(Motor Operated Valve)이며 전기모터의 회전력을 이용하여 밸브를 개폐하는 형태이다. 이러한 MOV는 원자력발전소의 주요 안전계통에 설치되며 방사성 물질의 외부로의 누출을 차단하고 관내 유체의 유동을 차단 또는 제어하는데 필수적인 요소이며, 그 중요성으로 인하여 선진 연구자들에 의해 안정성 및 운전성능에 관한 연구가 진행되고 있다.⁽¹⁾

특히 3축 편심 형태의 밸브는 일반 밸브보다 비교적 기밀 유지에 더 좋은 성능을 나타내고, 디스크와 메탈 시트 사이의 간섭량이 거의 없으므로 더 작은 크기의 작동기(actuator)를

사용할 수 있다는 장점이 있다.⁽²⁾

MOV 밸브의 작동을 위해서는 패킹토크(packaging torque), 장착토크(seating torque), 동수력토크(hydrodynamic torque) 등으로 구성되는 요구 동적토크(required dynamic torque)를 파악해야 한다. 따라서 밸브를 구동하기 위해 요구 동적토크를 만족 하는 전기모터의 선정이 필요하며 요구 동적토크 중에서 밸브의 직경이 증가할수록 관내 유체의 유동에 의해 발생하는 동수력토크가 증가하므로 그 영향이 가장 큰 것으로 알려져 있다.⁽³⁾

이러한 밸브의 작동 특성을 파악하기 위하여 여러 선진 연구자들에 의해 관련 연구가 진행되고 있다. 류미라 등[2]은 용량계수(C_v) 및 유속변화 해석을 통해 3축 편심 나비형 밸브에서의 유동특성에 대한 연구를 진행하였고 유동의 양상과 직경의 변화는 관련이 없다는 결론을 도출하였다. 이종욱 등⁽⁴⁾은 디스크와 함께 유로를 막는 시트의 직경을 변화시켰

* 충남대학교 대학원 기계공학과 (Graduate School, Department of Mechanical Engineering, Chungnam National University)

** (주)삼신 (Samshin Limited Co., Ltd.)

*** 충남대학교 기계공학부 (School of Mechanical Engineering, Chungnam National University)

† 교신저자, E-mail : khongjip@cnu.ac.kr

을 때 밸브의 유동특성을 도출하기 위해 수치적 연구를 진행하였고 밸브 개도각과 용량계수가 비례한다는 결론을 도출하였다. 이동명 등⁽⁵⁾은 나비형 밸브의 토크특성을 예측하기 위하여 수치적 연구를 진행하였고 밸브의 개도와 형상 등에 의한 보정계수를 통해 토크특성 예측에 정확성을 더했다.

본 연구에서는 직경이 101.6 mm와 304.8 mm인 3축 편심 나비형 MOV 밸브에 발생하는 동수력토크를 해석하는 방법을 기술하였으며 밸브 주변과 양 끝단의 압력, 밸브에 발생하는 동수력토크를 확인하고 이를 통하여 밸브 운전에 필요한 작동기를 선정하기 위해 전산유체역학(CFD)을 이용하여 해석을 진행하였다. 또한 해석을 통해 계산된 용량계수와 동수력토크계수(hydrodynamic torque coefficient)를 선행 연구 및 시험결과와 비교함으로써 신뢰성을 확보하였다.

2. 수치 해석

2.1 수치해석 모델

본 연구에서 적용된 3축 편심 나비형 밸브는 ㈜삼신에서 제공한 모델이며 Fig. 1에 3축 편심 나비형 밸브의 형태를 도시하였다. x축(①)과 y축(②), 그리고 디스크 시트와 밸브 디스크 사이의 경사(③) 3축이 편심된 형태를 보이고 있다.

대상 밸브의 직경은 Fig. 2에 도시된 바와 같이 약 101.6 mm, 304.8 mm이다. 밸브를 기준으로 밸브 상류 길이는 유동이 충분히 발달할 수 있도록 직경의 10배(10D)로 설정하였다. 밸브 하류 길이 또한 밸브를 지나며 교란된 유동이 충분히 안정화될 수 있도록 10D로 설정하였다. 밸브 회전축을 따라 좌우가 동일한 형상이기 때문에 전체 형상의 절반만 고려하여 해석을 진행하였다.

Fig. 3은 해석에 사용된 격자계이며 101.6 mm 밸브는 약 150만개, 304.8 mm 밸브는 약 350만개의 격자를 생성하였다. 비교적 형상이 복잡한 밸브주변(상하류 1D)을 제외한 영역에서는 계산시간 단축을 위해 정렬격자를 생성하였으며 벽면으로부터 점성저층(viscous sub-layer) 영역에서의 정확도를 높이기 위해 k-ε 모델에 적합한 30~300 사이의 y^+ 를 고려하여 격자를 생성하였다.

2.2 수치해석 방법

본 연구에 사용된 해석방법과 경계조건을 Table 1에 나타내었다. 작동유체인 물은 등온상태를 가정하였으며, 해석은 두 단계로 진행하였다.

첫 번째로, 해석절차와 그 결과의 검증을 위하여 시험에서 용량계수와 비교를 목적으로 유동해석을 진행하였다. 시험에서와 동일하게 완전 열림 조건(개도 90°)에서 전후단의 차압을 동일하게 모사하기 위하여 밸브 입구와 출구의 정압

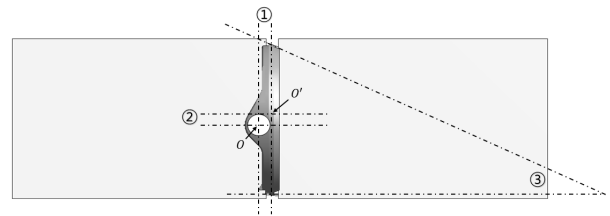
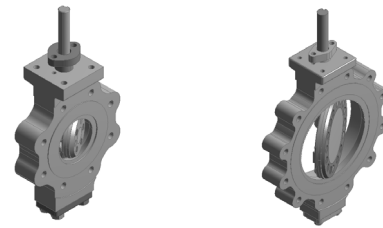


Fig. 1 3-Axis eccentric butterfly valves



(a) 101.6 mm (b) 304.8 mm

Fig. 2 Geometric configuration of present butterfly valves

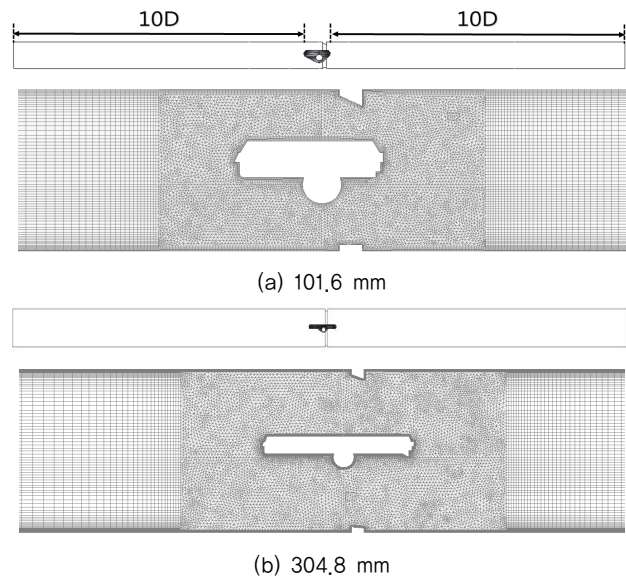


Fig. 3 Grid system of the butterfly valves

(static pressures)을 고정하였으며, 차압에 따른 용량계수(C_v)를 비교하였다. 그에 따른 해석조건을 Table 1의 CASE #1에 열거하였다.

두 번째로, 실제 밸브의 작동조건에서 밸브의 개도에 따른 전후단의 차압과 밸브에 발생하는 동수력토크 계산을 목적으로 유동해석을 진행하였다. 실제 작동환경에서의 공급압력과 정상상태에 이르렀을 때의 유량을 모사하기 위하여 입구에 전압(total pressure)과 출구에 토출유량을 고정하였으며, 해석 결과를 통해 얻을 수 있는 밸브 전후단의 차압으로 밸브에 작용하는 동수력토크와 동수력토크계수(C_t)를 산출하였다. 그에 따른 해석조건을 Table 1의 CASE #2에 열거하였다.

Table 1 Computational conditions

Solver		ANSYS CFX v14.5	
Turbulent model		k-ε	
Working Fluid		Water (isothermal)	
Valve diameter (D) [mm]		101.6	304.8
CASE #1 (C _V)	Inlet [kPa]	100, 200, 400	
	Outlet [kPa]	0	
	Wall	No slip	
CASE #2 (C _i)	Inlet [kPa]	3185	
	ṁ [kg/s]	8.5	283.88
	Wall	No slip	

3. 해석결과 및 고찰

3.1 용량계수(C_V) 비교를 통한 해석결과 검증

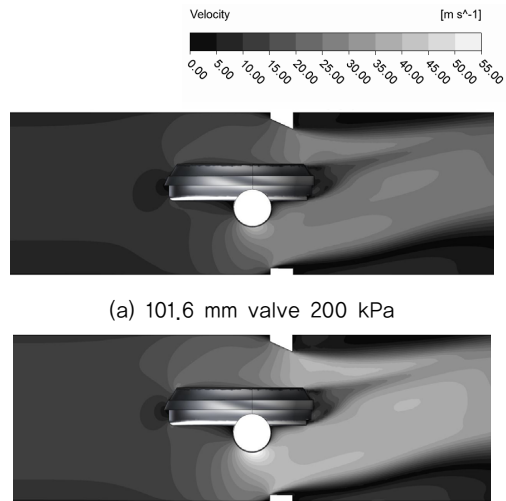
밸브를 통과하여 흐르는 유체의 양을 나타내는 용량계수는 밸브 상류 2D, 하류 6D사이의 압력강하가 100 kPa일 때 1시간동안 밸브를 통과하는 유량을 의미한다. 용량계수는 밸브마다 각각의 고유한 값을 가지며 식 (1)과 같이 나타낼 수 있다. 해석에 의해 얻어진 용량계수와 실제 시험에 의해 얻어진 용량계수를 비교함으로써 해석에 대한 신뢰성을 확보하고자 하였다.

$$C_V = 11.6 \times Q \sqrt{\frac{G_w}{\Delta P}} \quad (1)$$

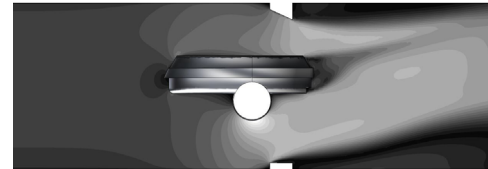
여기서, C_V는 용량계수, Q는 체적유량 [m³/hr], G_w는 물의 비중, ΔP는 전후단의 압력강하 [kPa]이다.^(6,8,9)

Fig. 4는 직경 101.6 mm 밸브와 304.8 mm 밸브의 개도 90° 상태에서 입구압력에 따른 속도분포를 나타내었다. 입구압력이 커질수록 유속이 증가하는 전형적인 모습을 보여준다. 유체의 유속이 증가하면 밸브를 통과하는 유량 또한 증가하기 때문에 입구압력이 증가하면 밸브를 통과하는 유량 또한 증가한다는 것을 알 수 있다. 특히 직경 101.6 mm 밸브의 경우, 상대적으로 두꺼운 밸브 폭으로 인하여 후류에 상대적으로 큰 저속 영역이 존재하며 압력강하량이 큰 특성을 보인다.

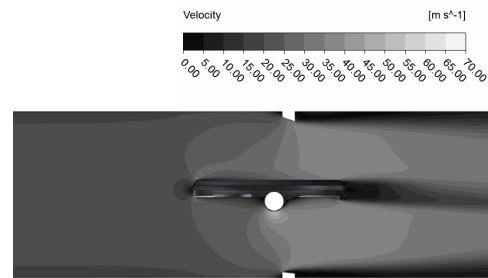
Fig. 5, 6은 101.6 mm 밸브와 304.8 mm 밸브에서의 다양한 조건의 질량유량에 따른 전후단의 압력강하와 용량계수의 크기를 (주)삼신에서 제공한 시험결과와 비교한 그림이다. 질량유량이 증가함에 따라 밸브 전후단의 압력강하가 증가하는 전형적인 결과를 보여주고 있다. 질량유량에 따라 압력강하가 증가하기는 하지만, 밸브의 용량계수는 크게 변하지 않고 거의 일정한 모습을 보여준다. 이는 각 밸브마다 가지는 용량계수가 질량유량 또는 밸브 전후단의 압력강하에



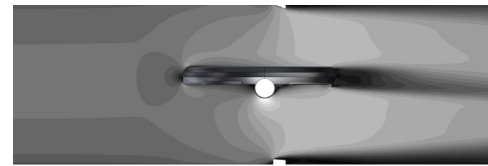
(a) 101.6 mm valve 200 kPa



(b) 101.6 mm valve 400 kPa



(c) 304.8 mm valve 200 kPa



(d) 304.8 mm valve 400 kPa

Fig. 4 Velocity contours at different inlet pressure

관계없이 일정한 밸브자체의 고유한 값을 의미하며, 해석결과와 시험결과와 용량계수가 101.6 mm, 304.8 mm 밸브 모두 5% 이내의 차이로 거의 일치함을 보이는 것을 확인하였고, 따라서 본 연구의 해석결과에 대한 신뢰성을 확보하였다고 판단된다.

3.2 동수력토크

밸브에 발생하는 동수력토크를 계산하기 위하여 밸브를 Fig. 7과 같이 사분면으로 나누어 해석을 진행하였다. 운전시 밸브를 닫으려는 토크를 극복해야 하기 때문에 밸브를 닫는 방향(C.W.)을 양(+)의 부호, 여는 방향(C.C.W.)을 음(-)의 부호로 갖도록 정의하였다.

동수력토크는 밸브의 회전축을 중심으로 밸브표면의 각 노드까지의 거리와, 각 노드에 가해지는 압력에 cell size를

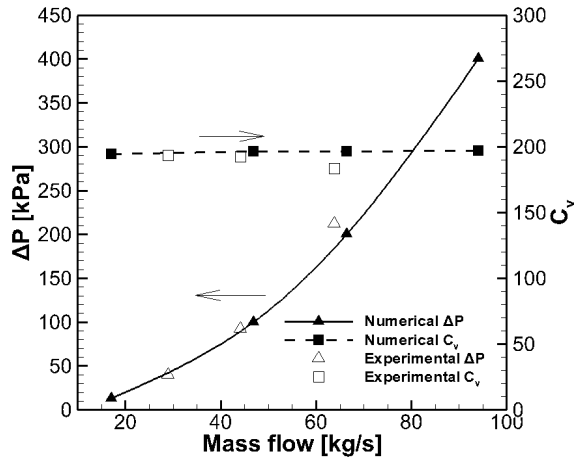


Fig. 5 C_v in 101.6 mm valve

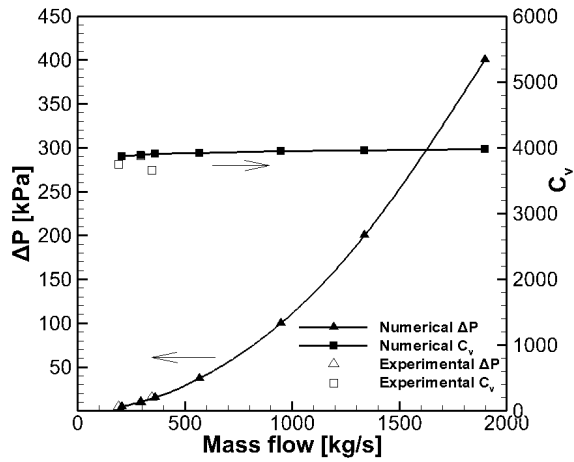


Fig. 6 C_v in 304.8 mm valve

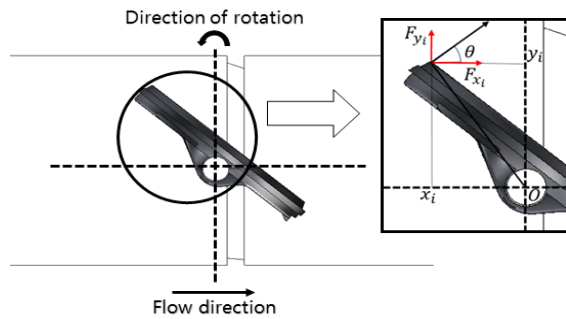


Fig. 7 Direction of force generated in the butterfly valve

곱하여 각각의 힘 성분을 이용하여 계산하고 이를 개념적으로 Fig. 7의 확대부에 나타내었다. 각 사분면에서의 부호를 고려하여 정리하면 식 (2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$T_{hydraulic} = \sum_{i=1}^n (F_{xi} \times y_i - F_{yi} \times x_i) \quad (2)$$

여기에서 $T_{hydraulic}$ 는 동수력토크, F_{xi} 와 F_{yi} 는 격자에 가해지는 x 방향, y 방향의 힘 [N]이며 x_i 는 회전축과 격자 사이의 x

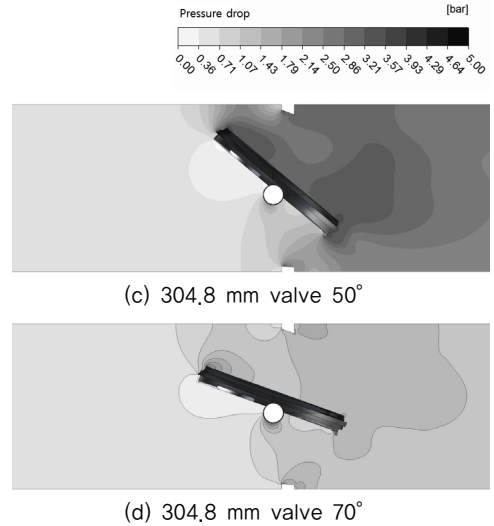
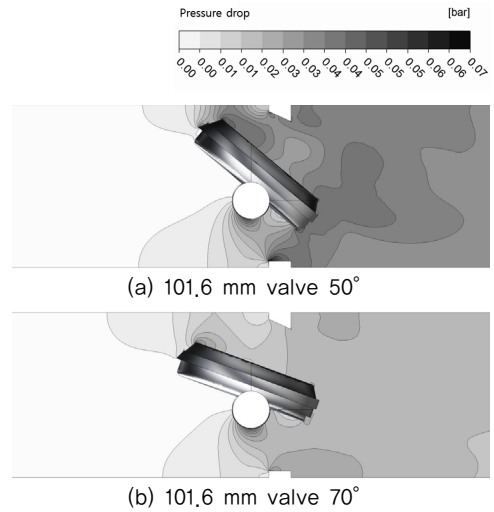


Fig. 8 Pressure contours at different opening angle

방향 거리, y_i 는 회전축과 격자 사이의 y 방향 거리 [m]이고 n 은 격자의 개수이다.

다양한 밸브개도에서의 동수력토크 특성을 파악하기 위하여 여러 개도에서 Table 1의 CASE #2를 설정하여 유동해석을 진행하였다. Fig. 8은 직경 101.6 mm 밸브와 304.8 mm 밸브의 개도 50°, 70°의 압력강하량을 나타내었다. Fig. 8(a)와 (b)를 비교하였을 때 직경 101.6 mm 밸브의 개도가 증가함에 따라 밸브 전후단의 압력강하가 감소하는 것을 볼 수 있다. 직경 304.8 mm 밸브도 마찬가지로 Fig. 8(c)와 (d)를 비교하였을 때 밸브의 개도가 증가함에 따라 밸브 전후단의 압력강하가 감소하는 것을 볼 수 있다.

추가적으로 개도에 따른 동수력토크의 특성을 파악하기 위하여, 50°와 70° 뿐만 아니라 다양한 개도 조건에서 Fig. 8과 같은 유동해석을 수행하였다. 하지만 304.8 mm 밸브의 개도 10°에서 공동현상(cavitation)이 발생하였다. 각 개도에서의 동수력토크 크기와 압력강하를 개도 90°에서의 동수력토크 크기(T_{min}), 압력강하(P_{min})으로 규준화(normalizing)하여

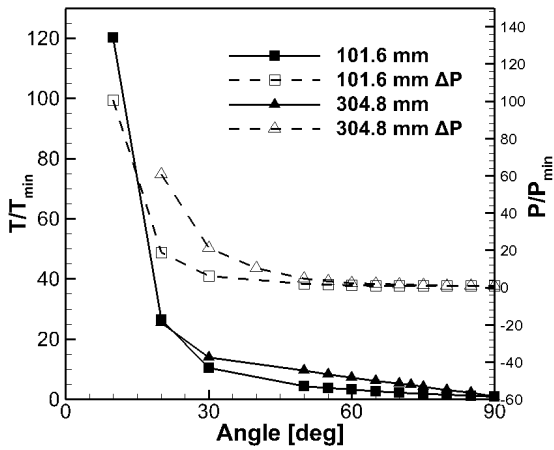


Fig. 9 Hydrodynamic torque ratio at different opening degrees

Fig. 9에 나타내었다. 개도가 증가함에 따라 밸브에 발생하는 동수력토크의 크기가 감소하고 압력강하 또한 감소하는 전형적인 모습을 보여준다. 이는 일정 유량조건에서 개도가 증가함에 따라 작동유체가 흐르는 단면적이 증가하게 되어 유속이 감소하고, 그에 따라 밸브 전후단의 압력강하가 감소하여 밸브 표면에 유체에 의해 가해지는 압력 또한 감소하기 때문이다. 본 연구에서 해석한 개도 중 가장 작은 개도인 10°에서의 동수력토크는 101.6 mm의 경우 87.64 N·m로 나타났다. 하지만 동수력토크에 관여하는 인자로서 압력강하만이 중요하지는 않으며 밸브의 개도 및 형상에 따라 특성을 파악하여야 한다. 작동기의 선정은 가장 작은 개도에서 발생한 토크를 기준으로 선정하여야 하며 추후 공동현상을 고려한 해석을 통해 작동기 선정을 위한 낮은 개도에서의 해석을 진행할 예정이다.

3.3 동수력토크계수(C_t)

동수력토크계수, C_t 는 앞서 기술한바와 같이 일반적으로 밸브의 직경 및 두께와 같은 형상과 개도에 크게 의존하는 인자이다. 식(3)은 앞에서 구한 동수력토크를 이용하여 유동 조건에 따른 동수력토크계수를 구하는 식이다.

$$C_t = \frac{T_{hyd}}{\Delta P \times D^3} \quad (3)$$

여기서, ΔP 는 전후단의 압력강하 [Pa], D 는 밸브의 직경 [m]이다. 본 연구를 통해 도출된 동수력토크 특성을 검증하기 위하여, 위 식을 통해 동수력토크계수를 산출하고 이를 선행연구 결과와 비교하여 Fig. 10에 도시하였다.^(7,8,9)

101.6 mm 밸브의 경우 선행연구 결과와 다소 차이가 있는 것을 확인 할 수 있는데, 이는 101.6 mm 밸브의 경우 축의 형상이 선행연구 밸브의 경우와 달리 많이 크기 때문으로

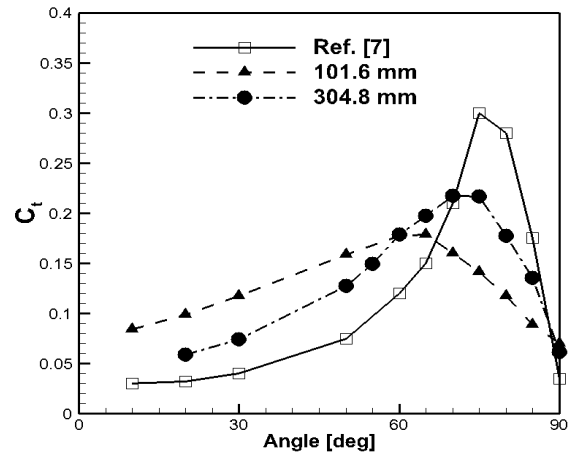


Fig. 10 Hydrodynamic torque coefficient at different opening degrees

여겨진다. 즉 304.8 mm 밸브에서 사용된 동일한 축이 적용되다 보니 유동장에서의 압력강하 특성이 많이 바뀐 결과라 생각된다. 304.8 mm 밸브의 경우 선행연구의 밸브와 비교적 동일한 형상을 갖기 때문에 본 연구의 해석결과와의 정성적인 비교를 위해 참고하였다. 일반적으로 밸브 형상과 유동 방향 등에 따라 동수력토크계수의 절대적인 크기는 다르기 때문에, 선행연구⁽⁷⁾와의 차이가 있다. 동수력토크는 밸브의 개도가 증가할수록 증가하다가 개도 약 65°에서 80° 사이에서 최고값을 가진 후 다시 감소하는 경향을 보인다. 이는 해석결과 밸브 개도가 작은 경우 밸브 전후단의 압력강하 변화가 크기 때문이며, 이후에는 밸브 전후단의 압력강하 변화보다 밸브에 가해지는 동수력토크의 크기 변화가 증가하기 때문이다. 동수력토크계수 경향을 비교했을 때 선행연구 결과와 본 연구의 해석결과가 유사하게 거동하는 모습을 확인할 수 있었다.

4. 결 론

본 연구에서는 3축 편심 나비형 밸브의 운전에 필요한 작동기의 구동력을 선정하기 위해 밸브에 발생하는 동수력토크를 예측하고 검증하기 위하여 상용코드인 ANSYS CFX를 이용하여 직경이 101.6 mm, 304.8 mm인 형상에 대한 해석을 진행하였으며 결론은 다음과 같다.

1) 완전 열림 조건(개도 90°)에서 용량계수는 입구 압력과 무관하게 밸브마다 유사한 값을 나타내었다. 또한 실제 시험을 통해 도출된 용량계수와 비교하였을 때 그 차이가 5% 이내로 나타났으며, 이를 통해 본 연구의 해석결과가 검증되었음을 판단할 수 있었고, 동수력토크계수는 개도가 커짐에 따라 증가하다가 개도 약 70° 전후로 크기가 최대가 되고 이후 다시 감소하는 선행연구와 유사한 경향을 보이는 것을 확인하였다.

2) 밸브를 운전하는 전기모터의 구동력을 선정할 때는 개

도가 가장 작은 조건의 동수력토크를 기준으로 선정하여야 한다. 본 연구를 통해 계산된 최대 동수력토크는 해석한 개도 중 가장 작은 개도인 10°에서 101.6 mm의 경우 87.64 N·m이다. 따라서 향후 개발하려는 밸브 모델들의 전기모터 구동력 선정에 본 연구의 토크 계산 방법을 이용하여 동수력 토크를 적용할 수 있을 것으로 사료된다.

후 기

본 연구는 산업통상자원부(MOTIE)와 한국에너지기술연구원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다. (No. 20161520101470)

References

- (1) Kim, D. W., Kim, I. H., Kim, B. N. and Lee, D. H., "An Analysis and Evaluation of Differential Pressure Calculation of Motor Operated Valve using System Flow Model," Korean Soc. Mech. Eng. B pp. 506~511.
- (2) Ryu, M. R., Park, H. J., Kim, J. H., Lee, D. H. and Lee, S. B., 2011, "A Study on the Flow Analysis of Triple Eccentric Butterfly Valve with Two-way Pressure," Journal of Korean Society of Mechanical Technology, Vol. 13, No. 2.
- (3) Bae, J. H., Lee, G. N. and Kim, W. M., 2002, "Prediction of a Required Dynamic Torque for Motor-operated Butterfly Valves," Nuclear Engineering and Technology.
- (4) Lee, J. W., Choi, H. K. and Yoo, G. J., 2010, "Characteristic of Butterfly Valve Flow with Different Design Factors," Journal of Computational Fluids Engineering 15(1), pp. 64~70.
- (5) Lee, D. M., Kim, Y. R., Park, S. O. and Ahn, M. H., 2002, "Hydrodynamic Characteristics of Butterfly Valve Disc -Prediction of Torque Characteristics," Journal of Korean Institute of Fire Science & Engineering, pp. 174~179.
- (6) Kwak, K. M., Cho, J. S., Kim, J. D. and Lee, J. H., 2012, "A Study on Flow Coefficient and Flow Characteristics for Butterfly Valve by Numerical Analysis," Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 11, No. 4, pp. 62~66.
- (7) Farid Vakili-Tahami, Mohammad Zehsaz, Mahdi Mohammadpour, and Ali Vakili-Tahami, 2012, "Analysis of The Hydrodynamic Torque Effects on Large Size Butterfly Valves and Comparing Results with AWWA C504 Standard Recommendations," Journal of Mechanical Science and Technology 26(9), pp. 2799~2806.
- (8) Song, X. G. and Park, Y. C., 2007, "Numerical Analysis of Butterfly Valve Prediction of Flow Coefficient and Hydrodynamic Torque Coefficient," Proceedings of the World Congress on Engineering and Computer Science.
- (9) Song, X. G., Oh, S. H., Kang, J. H. and Park, Y. C., 2007, "A Study on prediction of hydrodynamic torque coefficient of Concentric Type Butterfly Valve," Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 6 No. 2, pp. 41~46.