

선박용 글로브 밸브의 유동특성에 관한 연구

배기화† · 박재현* · 강상모**

(원고접수일 : 2007년 12월 5일, 심사완료일 : 2008년 1월 21일)

A Study on the Flow Characteristics inside a Glove Valve for Ships

Ki-Hwa Bae† · Jea-Hyoun Park* · Sang-Mo Kang**

Abstract : It is essential for the valid design of a marine flow-control valve to exactly know its flow characteristics. The present study has numerically investigated the flow characteristics inside a marine throttle-type globe valve using a kind of commercial CFD code, CFX10.0, with an adoption of the SST (Shear-Stress Transport) turbulence model. To validate the numerical approach, the flow coefficients are compared with the experimental ones. Results show that the globe valve is effective in the control of flow rate according to the opening ratio in case of the forward-direction flow, whereas it is effective in the flow shutoff in case of the reverse-direction flow. Around the inlet of the valve, a recirculation region is formed due to the blunt body shape, the turbulence intensity becomes strengthened and then an abrupt pressure loss occurs.

Key words : Globe valve(글로브 밸브), Flow coefficient(유량계수), Shear-stress transport model(전단응력 수송 모델)

1. 서 론

밸브 및 밸브를 포함하는 배관 시스템의 설계에 있어서 시스템의 원활한 운전과 기능의 유지를 위해, 배관 시스템을 설계하는 설계자의 입장에서는 제어요소에 해당하는 밸브의 기능에 정통해야 된다. 뿐만 아니라 밸브의 기능을 고려하여 설계 목표 이상으로 밸브운전이 건전하게 유지되도록 해야 한다. 밸브가 배관 시스템에 미치는 부하로서는 운전온도, 운전압력, 유체의 밀도, 유체의 수송속도

등 계통 내의 부하와 배관진동, 밸브 구동장치에서의 추력 및 자체하중, 배관 떨림 등에 의한 계통 외의 부하가 있다. 이러한 시스템 계통 내외의 과도한 부하로 인하여 밸브의 일부가 손상되어 밸브의 제어기능이 불안하게 되면 운전에 지장을 초래하여 전체 시스템 계통의 기능 유지라는 본연의 목적이 상실될 수 있다. 따라서 밸브는 구조적으로는 충분한 강도를 가지고 있고 내·외부의 어떠한 부하가 가해지더라도 손상으로부터 안전해야 하며 각 밸브 구성품의 형상이 기능 및 운전성 유지에 적합

† 교신저자(한국조선기자재연구원 연구개발팀), E-mail:kh1840@komeri.re.kr, Tel: 051)405-6880

* 한국조선기자재연구원 연구개발팀

** 동아대학교 기계공학과

하여야 한다. 그리고 사용 조건인 시스템 계통의 운전 환경, 수송유체의 종류, 계통의 제어 목적 및 공공의 안전에 관련된 설계 요구 사항 등에 밸브의 사용 목적이 적합하여야 한다.

일반적으로 밸브 설계의 기본적인 입력 데이터는 압력과 온도이다. 작동유체의 화학적 성상에 따라 밸브의 재질은 달라지지만 밸브의 크기를 정하는 기본 인자는 우선 압력과 온도이다. 밸브의 구조상 밸브의 내압부는 다른 어떤 압력 용기보다도 구조적으로 매우 취약한 구조적인 불연속부를 가지고 있어 압력에 대한 복잡한 구조적인 거동으로 인하여 국부 응력이 증가한다. 더불어 열에 의한 굽힘 응력과 변형이 밸브의 내부로 갈수록 복잡하게 발생하며, 밸브 설계 시 이를 충분히 고려하여야 한다. 또한 밸브는 유체 수송의 직접 제어부인 디스크(disk)와 시트(seat)부를 구조적으로 안정화하기 위하여 캐비티(cavity)라고 부르는 어느 정도의 불용공간이 발생하게 되는데 캐비티에 차 있던 유체가 온도의 영향으로 팽창하여 디스크의 운동을 방해하기도 한다. 또한 밸브에서의 유체 속도, 마찰, 유로면의 확대 및 축소에 따른 압력 손실 등으로 밸브의 유체 수송 능력이 저하하게 된다. 따라서 밸브의 설계에 있어 유체 수송 능력의 저하를 줄이기 위한 유로 형상의 설계는 대단히 중요하다. 같은 구경을 갖는 밸브라 할지라도 유량계수(flow coefficient)가 크고 작음은 이러한 유로 형상 설계 기술의 차이에 기인한다고 할 수 있다.

이에 대해서 전산 해석을 통해 비교적 구조가 단순한 버티플라이 밸브에 대한 유동 특성을 알아보기 위한 시도들이 있었으나^{(1),(2)} 글로브 밸브는 유체가 흐르는 내부 형상이 매우 복잡하기 때문에 밸브를 통과하면서 발생하는 압력 강하를 미리 예측하는 것이 매우 어렵고, 밸브 내부의 형태와 밸브의 개도율에 따르며 밸브 내부에서의 유체 유동이 매우 복잡하고 다양한 현상을 보임으로써 유동에 관한 유동 해석에 많은 어려움이 있다. Yoon 등⁽³⁾은 트림(trim)을 장착한 글로브 밸브에 대하여 3차원 유동장 및 캐비테이션 발생에 대한 해석을 수행 하였으나 밸브 내부의 유동 특성을 분석하기 위한 연구는 하지 않았다. Davis & Stewart^{(4),(5)}

는 글로브 밸브의 플러그 유형 및 시트의 직경의 변화에 따른 유량계수 C_v 의 변화를 CFD (Computational Fluid Dynamics: 전산유체역학)와 실험을 통해 고찰하였다. 또한 Chung 등⁽⁶⁾은 공기 구동형 글로브 밸브에 대해 k- ϵ SST (Shear-Stress Transport) 모델을 사용하여 3차원 유동해석과 실험을 통한 분석을 수행하였다. 본 연구에서는 #150-15A, 20A, 25A, 32A, 40A 및 50A의 6종의 밸브에 대해서 범용 프로그램인 CFX10.0의 SST 난류 모델을 사용한 수치 시뮬레이션을 수행하였다. 또한 밸브 시제품에 대한 실험과 수치 해석의 결과를 비교하여, 보다 신뢰성 있는 값을 얻을 수 있었다.

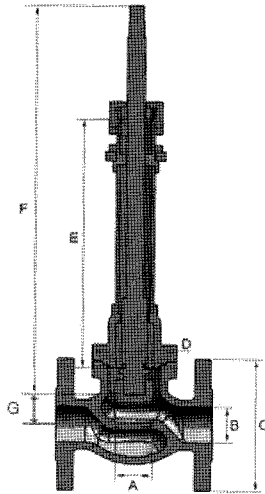
2. 수치 해석

2.1 해석 대상 글로브 밸브

해석에 사용된 글로브 밸브는 구경에 관계없이 본체, 보닛, 디스크, 인디케이터 지지부, 잠금 나사, 패킹 마개 나사, 패킹 마개, 스템으로 구성되며 크기와 디스크 형상의 차이만 있을 뿐 전체적인 형상 및 구조, 작동방식은 거의 유사하다. 유로를 통해서 유입된 작동유체는 본체, 디스크 사이의 유로부를 거쳐 반대편의 출구를 통해서 유출되며, 핸들의 수 작동에 의해서 이루어지는 밸브 디스크에 의해서 on/off 되는 구조를 가진다. 수치해석에 사용된 6가지의 글로브 밸브에 대한 주요 파라미터와 각 글로브 밸브에 대한 관련 치수는 Table 1에 나타내었다.

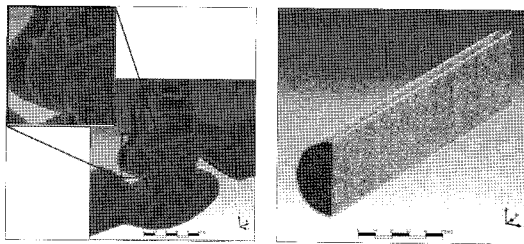
Table 1 Major dimension of the globe valves(Unit : mm)

	15A	20A	25A	32A	40A	50A
A	∅13	∅19.5	∅25	∅32	∅38.5	∅50
B	∅12.7	∅19.1	∅25.4	∅31.8	∅38.1	∅50.8
C	∅88	∅98	∅108	∅117	∅127	∅152
D	□56	□60	□68	□75	□84	□98
E	194	202	204	222	230	242
F	286	302	329	346	358	379
G	13.1	15.1	21.35	22.63	25.63	30.6



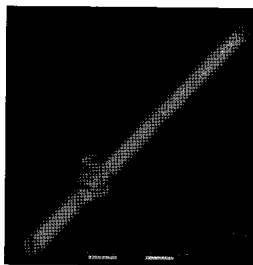
2.2 격자의 생성

Fig. 1은 본 연구에서 사용된 격자 생성 모습을 50A의 밸브에 대해 나타난 것으로 격자의 구성은 구경에 따라서 동일한 방법을 적용하여 생성하였다. 격자의 생성을 위하여 격자 생성 프로그램인 CFX-Mesh를 사용하였으며 격자계의 조합(assembly)은 CFX10.0에서 수행하였다. 격자계



(a) body

(b) inlet part



(c) assembly

Fig. 1 Grid generation for the globe valve

의 주요한 특징으로서는 사면체(tetrahedral) 격자를 기본으로 관의 벽면과 본체, 디스크의 벽면 등 유체가 고체부에 접하는 부분에는 프리즘(prism) 격자를 생성하여 경계층의 형성 및 유동 박리에 따른 와류동의 생성을 충분히 모사할 수 있도록 한 혼성 비정렬(hybrid unstructured) 격자구조를 가진다. (a)에서 나타나듯 입구부와 출구부에 비해 유동의 양상이 급격히 변하는 본체부에는 상대적으로 많은 수의 격자를 집중시켰으며 (b)에서 보여주듯이 밸브 및 입출구관의 대칭성에 따른 격자의 비대칭성을 제거하기 위해서 밸브의 중심단면을 기준으로 1/2의 영역에 대해서만 격자를 생성한 후, (c)에서와 같이 유동 해석 프로그램인 CFX에서 격자계를 대칭시켜 조합하였다.

Table 2는 유동 해석에 사용된 격자의 개수를 나타낸 것이다.

Table 2 Number of nodes and elements

	Node	Element
15A	746,584	2,231,846
20A	1,080,063	3,122,964
25A	2,000,856	5,731,503
32A	1,890,710	5,579,326
40A	2,456,834	7,597,062
50A	2,205,016	7,143,432

2.3 경계 조건

본 연구에서 지배방정식에 대한 수치 해석을 수행하기 위하여 유동해석 전용 프로그램인 CFX10.0을 사용하였다. 밸브 내부에서는 상당히 복잡한 3차원 유동장이 형성되며 이를 위해서 직접 수치코드를 개발, 적용하는 것은 현실적으로 많은 무리가 있다. CFX10.0은 지배방정식을 유한체적법(FVM, Finite Volume Method)으로 이산화하여 수치 계산을 수행하고 압력항과 속도항을 완전 연동(fully coupling)하며 대류항의 처리를 위해서 고해상도 기법(high resolution scheme)을 사용한다.

해석을 위한 경계 조건으로 밸브의 입구로부터 일정한 유체의 유량을 유입시키고 유체와 접하는 모든 고체의 벽면은 점착 조건(no-slip condition)을 두었다. 밸브의 출구 측에는 대기압과 동일하게 두기 위하여 평균 정압(average static pressure)을 1 atm 으로 두었다. 해석 상태는 유동이 3차원 정상 상태(steady state)이고, 작동 유체가 물로써 비압축성(incompressible) 유동이라 가정하고 계산을 수행하였다.

2.3 유동 지배 방정식

2.3.1 Navier-Stokes 방정식

난류유동장 내의 유체 운동은 연속방정식, 시간 평균 운동량방정식(Reynolds-averaged Navier-Stokes equations) 그리고 난류모델방정식의 지배를 받는다.

연속방정식 :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} = 0 \tag{1}$$

시간평균 운동량방정식 :

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u_j)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = & \\ - \frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \left(\frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \right] + \rho f_i & \end{aligned} \tag{2}$$

시간 평균화된 Navier-Stokes 방정식은 레이놀즈 응력이라고 하는 $f_i (= -\overline{\rho u'_i u'_j})$ 의 미지항을 추가적으로 포함하게 된다.

2.3.2 k- ω SST 모델^[7]

k- ω SST 모델은 경계층 내부에서는 k- ω 모델이 보다 정확하고 자유유동에서는 k- ϵ 모델이 보다 정확하다는 점에 착안하여, 혼성함수(blending

function) F1을 이용하여 k- ω 모델과 k- ϵ 모델을 조합한 형태이다. k- ω 모델에 F1을 곱하고, k- ϵ 난류 모델에는 (1-F1)을 곱하여 k- ω 난류 형태로 다시 쓰면 식(4)와 같아진다. 따라서 벽면 근처에서는 혼성함수 값이 0이 되어 k- ω 난류모델이 되고, 자유유동에서는 혼성함수가 1이 되어 k- ϵ 난류 모델이 된다.

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_j)}{\partial x_j} \tag{3}$$

$$= \tau_{ij} \frac{\partial u_j}{\partial x_j} - \beta^* \rho w k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]$$

$$\frac{\partial \rho w}{\partial t} + \frac{\partial(\rho w u_j)}{\partial x_j}$$

$$= \frac{\alpha w}{k} \tau_{ij} \frac{\partial u_j}{\partial x_j} - \beta \rho w^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_w \mu_t) \frac{\partial w}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \rho \sigma_{w^2} \frac{1}{w} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial w}{\partial x_j}$$

$$\nu_t = \frac{k}{w} \tag{4}$$

각 난류 상수들은 혼성함수 F1에 의해 다음과 같이 표현된다.

$$\Phi = F_1 \Phi_1 + (1 - F_1) \Phi_2 \tag{5}$$

Table 3은 식(5)의 Φ_1 (k- ϵ 모델)과 Φ_2 (k- ω 모델)의 난류 모델 상수에 대하여 나타낸 것이다.

Table 3 Constant of each turbulent model

	β	σ_k	σ_w	β_1	α
Φ_1	0.09	0.5	0.5	0.075	$\frac{5}{9}$
Φ_2	0.09	1	0.856	0.0828	$\frac{\beta}{\beta^*} - \frac{\sigma_w k^2}{\sqrt{\beta^*}}$

따라서 정밀한 수치 해를 얻기 위해서는 경계층 영역의 속도 구배를 충분히 모사할 수 있도록 벽면 근처에 격자를 조밀하게 집중시킬 필요가 있으며

앞서 설명한 바와 같이 본 연구에서는 이를 위하여 프리즘(prism) 격자를 이용하였다.

3. 실험 연구

3.1 실험 장치

본 실험 장치는 KS 규격⁽⁸⁾에서 요구하는 측정 장치의 규제 및 권장 사항을 바탕으로 설계 되었다. Fig. 2는 밸브의 유량계수를 측정하기 위한 실험 장치를 보여주고 있다. 실험 장치를 구성하기 위하여 측정하려는 밸브의 앞과 뒤에 스로틀 밸브를 설치하고 그 사이에 온도계와 유량계, 압력 측정 탭을 설치한다. 스로틀 밸브는 어떠한 형식의 것을 사용하여도 좋지만, 상류 쪽 스로틀 밸브는 유량 측정의 정밀도를 손상하지 않도록 선정 및 설치한다. 하류 쪽 스로틀 밸브에서 초크 플로 발생의 가능성이 있을 때, 그 호칭지름은 측정 밸브의 지름보다 큰 것으로 한다. 관로 내에서의 온도를 측정하기 위해 설치하는 온도계는 유량 측정의 정밀도를 손상하지 않도록 선정하고 설치하며, 유량계는 밸브의 상류 쪽에 설치하였다. 압력 탭의 위치는 Table 4 에서와 같이 설치하였으며, 압력 탭의 구멍지름이 관의 호칭지름의 1/10을 넘지 않는 값으로 하였다. 또한 상류 쪽의 압력 탭과 하류 쪽의 압력 탭의 구멍 지름은 원칙적으로 같은 값으로 하였다. 실험 밸브로는 15A와 25A 밸브를 채택하였다.

Table 4 Dimension of experimental setup

L_1/D	L_2/D	L_3/D	L_4/D	Construction of test region
20↑	2	6	10↓	

3.2 실험 방법

- 1) 밸브의 내경에 따라 라인 파이프를 선정한다 (파이프의 내경은 밸브 최대 내경보다 크게 한다).
- 2) 밸브의 순환 장치 압력은 상류 측 스로틀 밸브

브로 조정한다.

3) 각 각도별로 유량계수 값을 알기 위해서 밸브의 측정 점을 밸브의 열림 각도별로 증가시켜 차압계, 유량계를 이용하여 각각의 데이터를 측정한다.

4) 식(6)에 따라 유량 계수 C_v 값을 구한다.

$$C_v = Q \sqrt{\frac{\rho}{\Delta P}} \tag{6}$$

(Q = 유량 [usgallon/min] ΔP = 차압 [Psi]

ρ : 유체의 밀도)

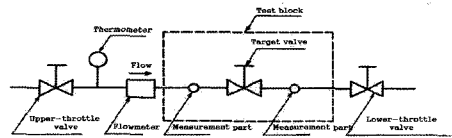
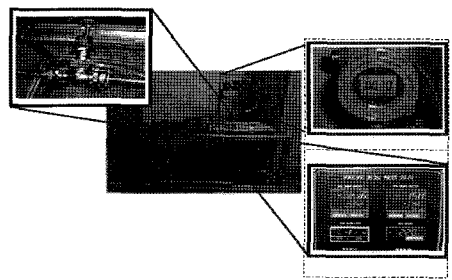


Fig. 2 Experimental setup

4. 결 과

4.1 실험 결과

Table 5는 실험을 수행한 15A와 25A 밸브에 대한 유량계수를 나타낸 것이며, Fig. 3은 25A 밸브에 대해서 개도율에 따른 유량계수의 변화를 도시한 것이다. 실험은 유체의 유입을 디스크에 대해서 상향(정방향)과 하향(역방향)의 두 가지에 대해서 수행하였다. 실험결과를 통해서 알 수 있듯이 on-off 형태의 유로 차단을 목적으로 할 경우에는 하향식으로 설치할 경우에는 압력손실이 적게 발생하며 유량조절 목적으로 사용할 경우에는 상향식으로 설치할 때 목적에 부합하는 성능이 보장된다. 이는 하향식으로 사용할 때의 구조가 유체의 에너지를 더욱 많이 소모시키는 형태를 보이기 때문이다.

Table 5 Flow coefficients obtained experimentally for the test valves 15A and 25A

Valve size	Q (ℓ/min)	C_v	
		in→out (forward)	out→in (backward)
15A	14.5	3.83	4.33
25A(on/off)	36.5	9.64	10.17
25A	10%	5.4	1.43
	20%	11.2	2.96
	30%	16.5	4.36
	40%	24.5	6.47
	50%	26.5	7.00
	60%	28.5	7.53
	70%	31.5	8.32
	80%	32.5	8.59
	90%	34.5	9.11
100%	36.5	9.64	11.23

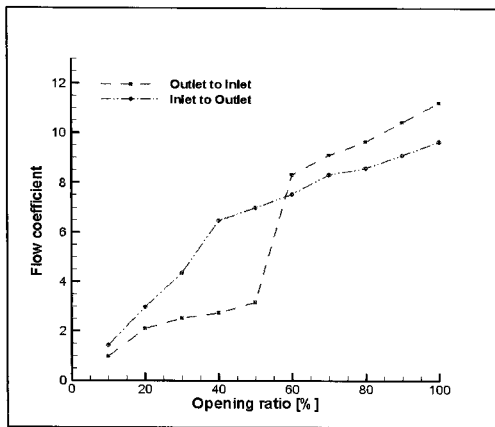


Fig. 3 Flow coefficient according to the valve opening ratio for the valve 25A

4.2 수치해석 결과

Fig. 4는 수치 해석을 통하여 유량계수를 구하기 위한 차압의 정의 영역을 나타낸 것이다. 2D면(plane)과 6D면은 밸브의 입구와 출구로부터 각각 2D와 6D만큼 떨어진 지점에서 정의되는 면이며, KS 규격에 따른 유량계수를 실험적으로 구할 때 차압이 정의되는 면이기도 하다. 중심점(center point)은 각 면의 가운데 점을 말한다.

Table 6는 실험에서 얻어진 유량계수 결과를 바탕으로 구한 유량을 적용하여 각각의 면과 중심점에서 구한 유량계수와 실험 결과와의 오차를 나타낸 것이다. 각 면에서의 압력은 면 평균 전압력(total pressure)이며 단위는 Pa이다.

유동 해석 수행의 또 다른 중요한 목적은 실험을 행하지 않고 밸브의 성능을 예측하는 것이다. 개발하고자 하는 모든 제품에 대해서 시제품을 생산하여 실험을 통해 성능을 검증하기에는 무리가 따르기 때문이다. 실험을 통하지 않고 밸브의 유량계수를 측정함에 있어 가장 큰 어려움은 차압이 1 Psi(실험의 조건을 경계조건으로 할 경우에는 75 kPa)가 되는 유량을 선정하는 것으로 본 연구에서는 다양한 유량의 조건에 대해서 유동계산을 수행하여 평균값을 구하는 방법을 사용하였다. 이러한 방법의 근거는 유동이 충분히 난류의 특성을 보이는 유량의 범위에서 유량계수가 일정하다는 데에 있다. Table 6을 통해서 알 수 있듯이 실험적으로 구한 15A에 대한 유량계수를 수치해석으로 구한 유량계수와 비교해보면 6% 이하의 오차 범위 내의 정확도를 보이고 있다. 밸브 내의 유동해석에 있어서 많은 연구결과에 의하면 수치시뮬레이션의 결과를 실험 결과와 비교하여 30% 정도 오차가 나올 경우 성공적인 평가를 받고 있는 점을 감안하면 본 연구에 있어서 6%내의 오차, 특히 유동흐름이 역방향일 경우 3% 내의 오차를 보이는 것은 선택한 해석적인 방법의 타당성을 보여주는 것이라고 판단할 수 있다.

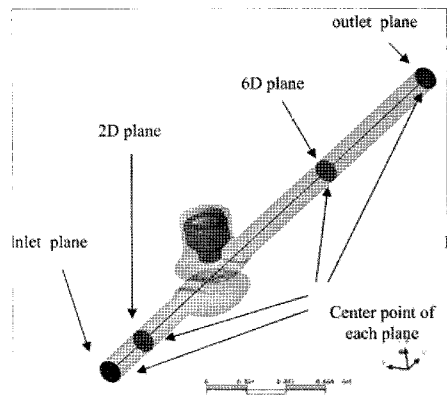


Fig. 4 Definition of planes and center point

Table 6 Flow coefficients obtained numerically for the valve 15A and their comparison with the experimental ones (pressure unit : Pa)

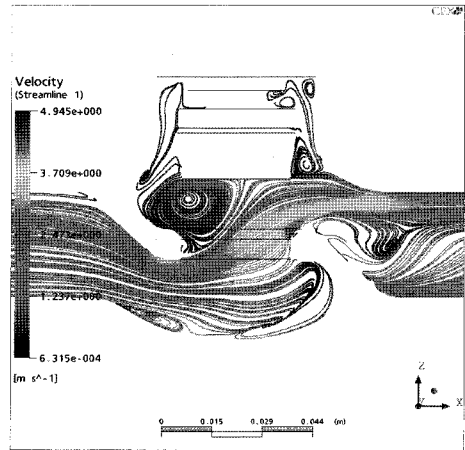
	forward direction	error (%)	backward direction	error (%)
Δp	6532.83	5.223	7075.07	2.644
C_v	3.9183	2.305	4.303	0.6

앞에서 제시한 수치해석적인 방법을 이용하여 15A~50A까지의 6종의 글로브 밸브에 대해서 구한 유량계수는 Table 7에 나타내었다.

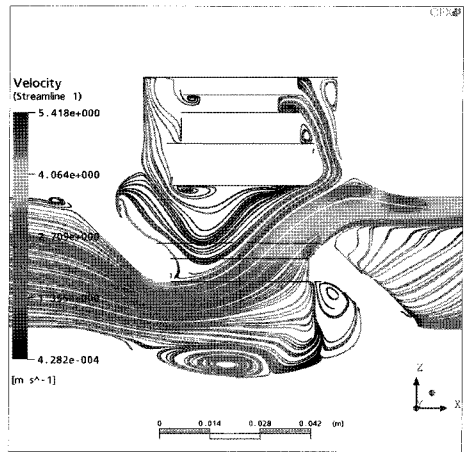
Table 7 Flow coefficient obtained numerically for each valve

	Δp [Pa]	C_v
15A	6736.22	3.92
20A	6487.54	8.58
25A	6297.77	11.09
32A	6988.01	21.11
40A	6744.57	29.25
50A	6980.573	42.96

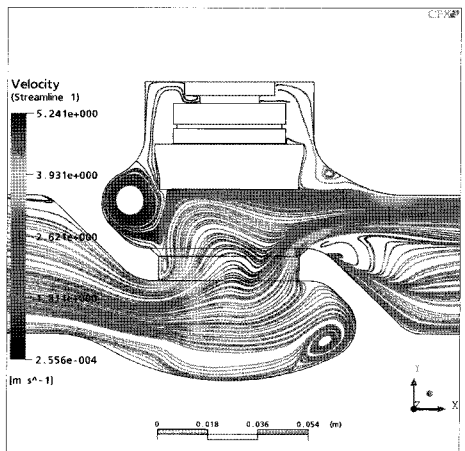
Fig. 5는 수평단면에 대해서 밸브의 형상에 따른 유선을 나타낸 것이다. 디스크의 목과 디스크 사이의 공간에서 상당히 복잡한 유동의 형상을 보이는데, 이는 글로브 밸브의 기하학적인 특성에 따른 것으로 몸체(body) 부에서 유로의 방향이 90°만큼 급격히 변하는 영향과 유입부의 직경에 비해서 몸체 내부의 유로 직경이 작아지는 영향 때문이다. 글로브 밸브의 경우 구조적인 특성으로 인해서 만들어지는 캐비티와 몸체-스템(body-stem)이 이루는 공간 내에서는 유체가 거의 정체되어 있는 특성을 보인다. 이렇게 정체되어 있는 유체는 일종의 강체(solid body) 역할을 함에 따라 주 유동 흐름에 대해서 박리를 일으켜 난류유동이 형성되는 원인이 된다. 또한 유입부에 비해서 상대적으로 좁은 몸체 내부의 유로는 노즐과 같은 역할을 하여 유속이 빨라지게 된다. 이로 인해 증가한 관성력이 기하학적으로 급격히 변하는 부위에서 박리를 일으키게 되어 난류 유동이 발생하게 된다. 유체역학적으로 유로가 좁아지게 되면 유동 안정성은 증가하



(a) 15A

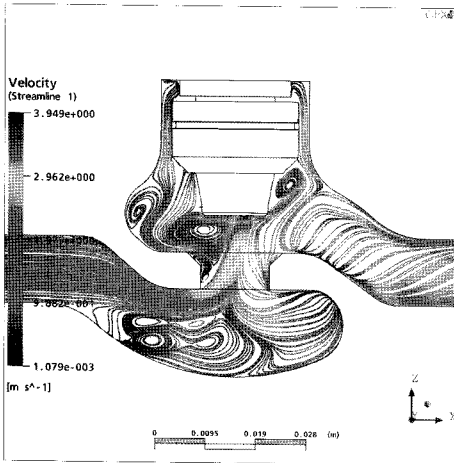


(b) 20A

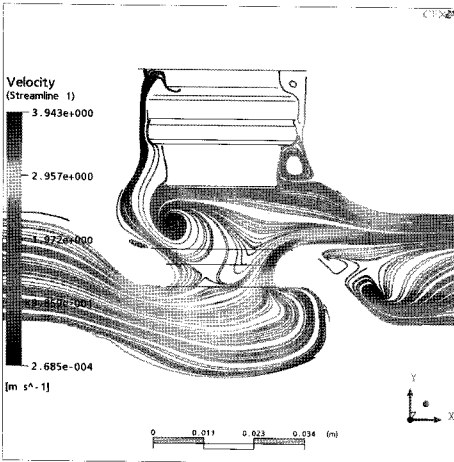


(c) 25A

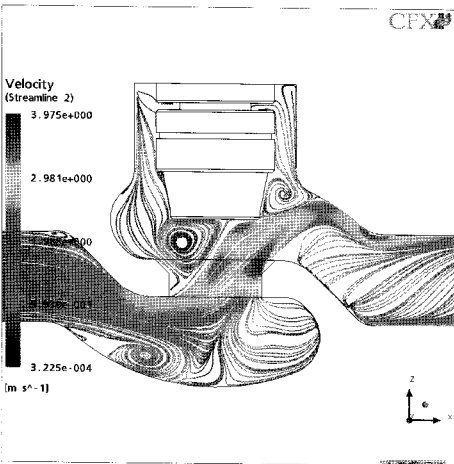
Fig. 5 Streamlines according to the valve type



(d) 32A



(e) 40A



(f) 50A

Fig. 5 To be continued

고 유로가 확대될 경우 불안정성이 증가하는데, 몸체부는 결과적으로 유로가 확대되는 구간에 해당하며 불안정성의 증가로 인하여 난류 유동의 생성이 더욱 용이한 특성을 지니는 한편 그 유동특성 역시 비대칭 3차원적이게 된다. 이러한 밸브의 기하학적 인 형상과 유로 직경의 변화에 따른 밸브의 몸체에서 발생하는 난류는 에너지 소산작용을 일으키게 되며 회복할 수 없는 에너지 감소를 나타낸다. 즉, 비록 수치 해석적으로는 진동의 발생과 열에너지로의 변화와 같은 비가역적인 반응을 수치모사하지 않는다고 하더라도 급격하게 변화하는 난류 유동의 생성 및 발달은 압력에너지의 변화로 이루어지게 됨에 따라 압력의 감소가 나타나게 된다.

Fig. 6은 40A 밸브의 전압력을 밸브에서 입구 쪽 2D면과 출구 쪽 6D 면의 중심을 잇는 선에 대해 나타낸 것이다. 앞에서 밝혔듯이 전압력은 밸브에 유입되는 전체 에너지를 나타낸다. 유입 면으로부터 밸브 몸체의 유입부까지는 에너지의 변화가 없는 것을 알 수 있다. 실제 유동에서는 관 마찰 손실에 따른 에너지 감소가 있지만 수치적으로 이를 고려하지 않았기 때문에 나타나지 않는 것을 확인할 수 있다. 그리고 몸체부에서는 급격한 에너지의 변동과 함께 압력이 하강하며 몸체부를 벗어나서는 어느 정도 압력이 보상되다가 일정한 값을 유지함을 알 수 있다. 즉 밸브의 몸체부에서 난류의 소산작용에 따른 급격한 에너지 감소가 나타나기 때문이며 이러한 형태는 모든 밸브에서 공통적으로 나타난다.

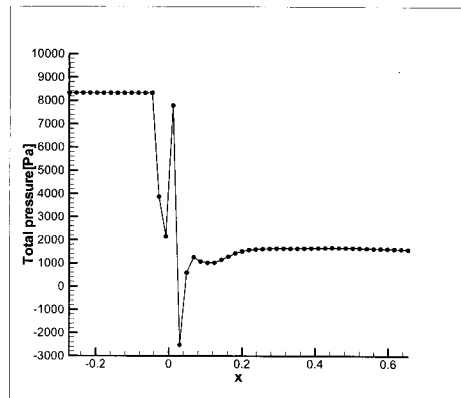


Fig. 6 Total pressure along the main flow direction for the valve 40A

5. 결 론

15A~50A의 6 종류의 글로브 밸브에 대해서 유량계수 및 기하학적인 형상에 따른 유동특성을 분석하기 위해서 작동유체를 불로 두고 유량의 변화에 따른 유동해석을 수행하였으며 유선, 속도 벡터, 유량계수를 통해 각 밸브의 유동특성을 분석하였으며 다음과 같은 결론은 얻을 수 있었다.

(1) 15A와 25A 밸브에 대해 실험 및 수치 해석적으로 구한 유량계수를 비교하면 그 오차가 15% 이내의 정확도를 가지므로 동일한 수치해석적인 방법을 적용하여 구한 나머지 밸브의 유량계수의 정확도 역시 신뢰성이 있다고 보인다.

(2) 스로틀 타입 25A 밸브에 대해 실험적으로 구한 유량계수를 통해서 정방향에 대해서는 개도율에 따른 유량조절 능력이, 역방향에 대해서는 on/off 능력이 있는 것으로 판단된다.

(3) 각 밸브는 유입부에 대해서 거의 수직하는 몸체부의 형상으로 인해서 큰 재순환영역이 발생, 난류의 성장 및 발달이 급격히 이루어지며 이로 인해서 급격한 압력손실이 발생한다.

후 기

본 연구는 동아대학교 신소재가공청정공정개발연구센터(지역혁신센터사업)의 지원으로 수행되었으며, 지원에 감사드립니다.

참고문헌

- [1] C. D. Huang and R. H. Kim, "Three-Dimensional Analysis of Partially Open Butterfly Valve Flow", ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 118, pp. 562-568, 1996.
- [2] 박상원, 이상원, "공기조화용 버티플라이 밸브 하류에서의 3차원 유동 특성", 대한기계학회논문집 B권, 제24권, 제2호, pp. 260-269, 2000.
- [3] 윤준용, 변성준, 양재모, 이도형, "고차압 제어용 글로브 밸브 트립 내부의 3차원 유동장 해석", 유체기계저널, Vol. 4, No. 3, pp. 14-20, 2001.
- [4] J. A. Davis and M. Stewart, "Predicting Globe Control Valve Performance Part I: CFD Modeling", ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 124, pp. 772-777, 2002.
- [5] J. A. Davis and M. Stewart, "Predicting Globe Control Valve Performance Part 2: Experimental Verification", ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 124, pp. 778-783, 2002.
- [6] 정민호, 양상민, 이호영, "공기구동형 글로브 밸브의 3차원 유동 해석", 유체기계저널, Vol. 8, No. 4, pp. 7-13, 2005.
- [7] ANSYS CFX-Solver, Release 10.0: Theory, ANST Inc., 2005.
- [8] 밸브의 용량 계수 시험 방법, KS B 2101, 2003.

저 자 소 개



배기화

1980년 1월생. 2005년 동아대학교 기계공학과 졸업(학사), 2007년 동아대학교 기계금속교육전공 졸업(석사), 2007~현재 한국조선기자재연구원 연구원



박재현(朴宰賢)

1973년 8월생, 2000 동아대학교 기계공학과 공학사, 2002 동아대학교 기계공학과 공학석사, 2007 동아대학교 기계공학과 공학박사, 2006~현재 (재)한국조선기자재연구원 연구개발센터 연구원



강상모

1985 서울대학교 기계공학과 졸업(공학사), 1987 서울대학교 기계공학과대학원졸업(공학석사), 1996 University of Michigan 기계공학과 졸업(공학박사), 2004~현재 동아대학교 기계공학과 부교수