

공학박사 학위논문

LNG선용 극저온 버터플라이밸브의 유동특성에 관한 연구

A Study on the Flow Characteristics of Cryogenic
Butterfly Valve for LNG Carrier

지도교수 이 영 호

2007년 2월

한국해양대학교 대학원

기 계 공 학 과

김 상 완

본 논문을 김상완의 공학박사 학위논문으로 인준함

위원장 : 공학박사 왕 지 석



위 원 : 공학박사 정 재 현



위 원 : 공학박사 김 유 택



위 원 : 공학박사 김 정 환



위 원 : 공학박사 이 영 호



2006년 12월 21일

목 차

Abstract	iv
기호설명	viii
제1장 서론	1
1.1 밸브산업 현황	1
1.2 연구동향	6
1.3 연구목적	10
1.4 연구내용	11
제2장 축소모델실험과 수치해석	13
2.1 축소모델실험	13
2.1.1 PIV 개요	13
2.1.2 PIV 실험장치 구성	15
2.1.3 조명 및 추적입자 공급	16
2.1.4 영상입력 및 저장장치	17
2.1.5 동일입자추적	18
2.1.6 PIV 실험	19
2.2 수치해석	28
2.2.1 수치해석 개요	28
2.2.2 수치해석 기법	29

2.2.2.1 지배방정식	31
2.2.2.2 이산화방법	32
2.2.2.3 난류모델링	37
2.2.3 계산조건	40
2.2.4 계산격자	43
2.3 밸브의 압력손실계수와 유량계수	45
2.4 축소모델실험과 수치해석 결과의 비교 및 검증	46
2.4.1 축소모델실험의 가시화 유동장 해석	46
2.4.2 축소모델실험과 수치해석 결과의 비교	54
2.4.2.1 속도벡터에 의한 유동특성 비교	56
2.4.2.2 운동에너지에 의한 유동특성 비교	61
2.4.2.3 밸브 후방에서의 압력변화 비교	66
2.4.2.4 유량계수 및 밸브손실계수 비교	71
제3장 LNG 버터플라이 밸브의 수치해석 결과 및 고찰	74
3.1 버터플라이 밸브 형상정의	74
3.2 계산조건	77
3.3 밸브의 캐비테이션	82
3.3.1 캐비테이션 이론	82
3.3.1.1 캐비테이션	82
3.3.1.2 캐비테이션의 종류	82
3.3.1.3 캐비테이션의 특징	84
3.3.1.4 캐비테이션의 침식	84

3.3.1.5 기포의 붕괴	85
3.3.1.6 기포 붕괴압 크기와 분포	86
3.3.2 캐비테이션의 사고 사례	88
3.3.3 캐비테이션 모델링	91
3.4 계산격자	94
3.5 결과 및 고찰	97
3.5.1 유선	97
3.5.2 속도분포	103
3.5.3 압력분포	129
3.5.4 캐비테이션	146
3.5.5 밸브손실계수	149
제4장 결론	151
참고문헌	154
감사의 글	

A Study on the Flow Characteristics of Cryogenic Butterfly Valve for LNG Carrier

Sang Wan Kim

*Department of Mechanical Engineering
Graduate School, Korea Maritime University*

Abstract

Butterfly valves are widely used as on-off valves and control valves for industrial process. The importance of butterfly valves as control valves has been increasing because the pressure loss is smaller than that of other types of valves and compactness is very desirable for installation. These features are desirable for saving energy and high efficiency of instruments.

In modern industrial fields of a water supply plant, cooling plant for nuclear power station, the petrochemical industry, marine industry

and so on, butterfly valves have been adopted and the hydrodynamic characteristics of butterfly valves have been actively studied in terms of the pressure loss. On the other hand, there are not so many reports on cryogenic butterfly valves in spite of broad application in LNG storage station and LNG carriers.

This study has focused on the investigation of the detailed hydrodynamic and aerodynamic characteristics of cryogenic butterfly valves to contribute to the operation during valve handling on LNG transportation system and practically utilization in design of butterfly valves and actuators.

In this study, the three-dimensional and two-phase numerical analysis were carried out on incompressible flows in cryogenic butterfly valves after verification of numerical analysis in water flow field because the experimentation of liquid methane is almost impossible on the condition at -162°C . Therefore, the procedure of this study is divided into the 1st stage using working fluid, tap water, by Particle Image Velocity (PIV) together with CFX-ANSYS ver. 10, systematic commercial CFD software, and into the 2nd stage using working fluid, liquid methane, by CFD.

As comparison of both analyses by using water in the 1st stage, vector velocities, pressure distributions, kinetic energy contours, flow coefficient and pressure coefficient indicated the similar characteristics pattern during the course of this investigation.

After verification of the previous stage, the numerical analysis for cryogenic butterfly valves were undertaken with the understanding that they could identify the fluid dynamics mechanisms and the acting force on valve disc related to the hydrodynamic and aerodynamic characteristics of butterfly valves. The flow field was selected as a 16 inches pipe, the upstream region 5D and the downstream region 10D with a working fluid of liquid methane at -162°C and flow rate $1,700\text{m}^3/\text{h}$. ICEM-CFD, reliable grid generation commercial software, was also adopted to secure good quality of grid generation necessary for the reliable CFD simulation as 400,000 nodes grid meshing with the hex-tetra-prism grid. The turbulence model of $k-\omega$ SST was selected to guarantee cavitation phenomena, one of 3-D separation flow occurring on valve disk. The boundary conditions were inlet velocity 4m/s, no slip wall condition, outlet pressure $4.2\text{kg}/\text{cm}^2$ and saturation pressure 103,100Pa at 111.7K.

The hydrodynamic characteristics of complex flows including cavitation phenomena were investigated at different valve disk angles. The recirculation vortex in the down stream region was founded and the cavitation flows were intensively generated on the surface of valve disc as max. volume of fraction(VOF) at 10 deg. angle. The aerodynamic characteristics, lift, drag and torque acting on the valve disc, were calculated and showed a corrected torque coefficient. The pressure distribution and the pressure loss coefficient

showed the similar pattern with general flow-field.

Several important characteristics of hydrodynamic and aerodynamic characteristics of cryogenic butterfly valves were also studied, and they will contribute to the safety operation and the design of butterfly valves.

Nomenclature

C_{fg}	:	Cross-Correlation Coefficient
C_w	:	Intake Pipe to Back Wall Clearance
C_V	:	Flow Coefficient
D	:	Outer Diameter
F_h	:	Intake Pipe to Floor Clearance
f_i	:	Grey Level of 1st Frame
F_r	:	Froud Number
g	:	Gravitation Acceleration
g_i	:	Grey Level of 2nd Frame
H	:	Total Enthalpy
l	:	Liquid Phase
K_V	:	Pressure Loss Coefficient
ΔP	:	Total Pressure Loss
Q	:	Flow Rate(m^3/s)
S	:	Strain Rate
U	:	Representative Velocity
v	:	Vapour Phase
u, v	:	Velocity in the x, y-direction
x	:	Distance in Horizontal Direction
y	:	Distance in Vertical Direction

Greek Letters

α	:	Rotation Angle of Image
ρ	:	Density
ϵ	:	Turbulent Dissipation Ratio
ν	:	Kinematic Viscosity
γ	:	Specific Weight
τ	:	Stress Tensor

Superscripts

i	:	coordinate of image
n	:	size of correlation area(pixel)

제 1 장 서론

1.1 밸브산업 현황

우리 인류 역사와 더불어 고대 농경시대에 농사용 용수를 조절하기 위해 수로 중간에 돌이나 나무토막을 막아 물의 양을 조절하였고 이것이 바로 밸브의 시작이다. 기원전 5000년경에 사용했던 게이트 밸브가 고대 이집트의 나일강변이나 고대 바빌론의 유적, 중국의 황하유역, 또 멕시코의 유적에서 발견되었다는 기록이 있고, 기원전 1500년경 사용했던 현대의 밸브와 유사한 모습을 갖춘 드레인 밸브나 플러그 밸브가 이집트에서 발견되었다.

근대에 이르러서는 17세기에 우리인류의 산업혁명을 일으킨 증기기관이 발명되었으며 밸브도 금속으로 제작되어 현대화하기 시작하였다. 이와 같이 우리생활에 가장 밀접한 도구인 밸브가 점차 중요한 부품으로 발전되어 왔다. 우선 밸브산업 분야의 시장 동향을 살펴보면 다음과 같다.

한국무역협회^[1]와 미국밸브생산자협회^[2]에서 발표한 2006년도 미국의 밸브류 수출입 물동량은 Fig. 1.1과 같이 최근 몇 년간 세계 경기의 호황으로 인해 작년 동기대비 약 15% 증가되었다. 이 중 버터플라이 밸브는 Fig. 1.2에서 보이는 바와 같이 미국 밸브시장 총 수요 150억달러의 15%인 23억달러를 차지한다.

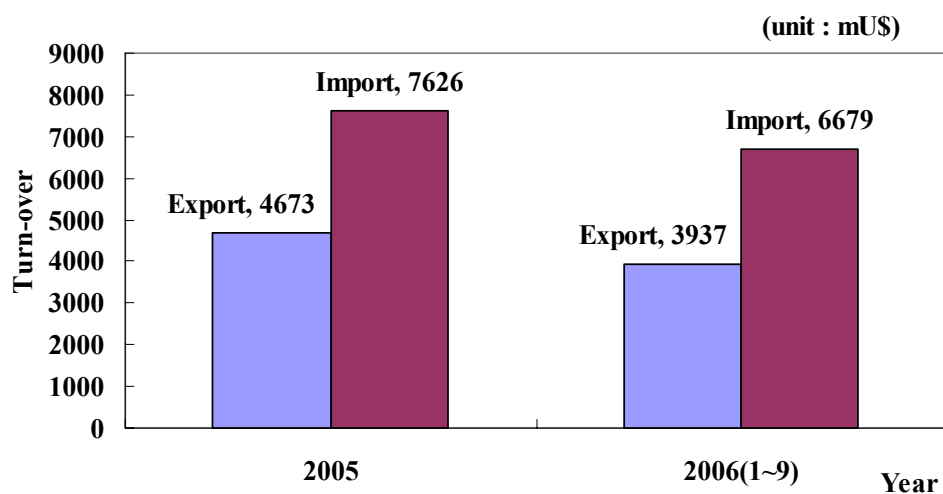


Fig. 1.1 Annual export and import record of valves in USA

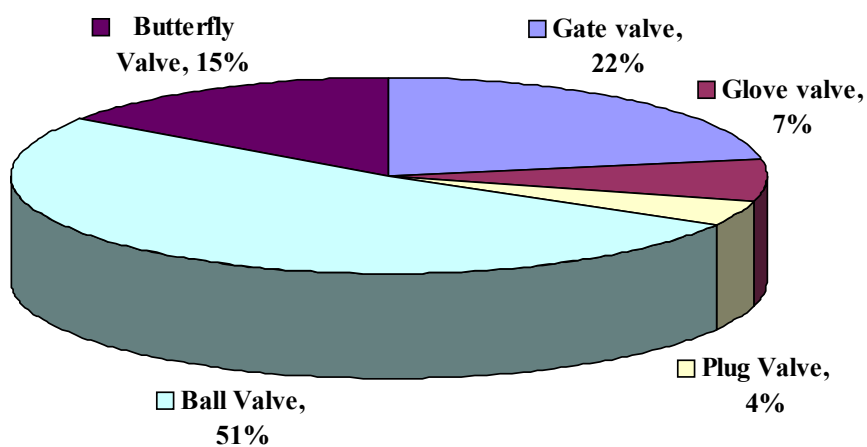


Fig. 1.2 Production share at valve types in USA

우리나라의 밸브 제조업체수는 한국밸브공업협동조합(KVC)^[3]에 가입한 회원사 기준으로 140개(2006. 10. 31 현재)이며, Table 1.1에서와 같이 우리나라의 밸브시장 규모는 약 1조 5천억원 규모이다^[3].

Table 1.1 2005 year's export and import record of valves

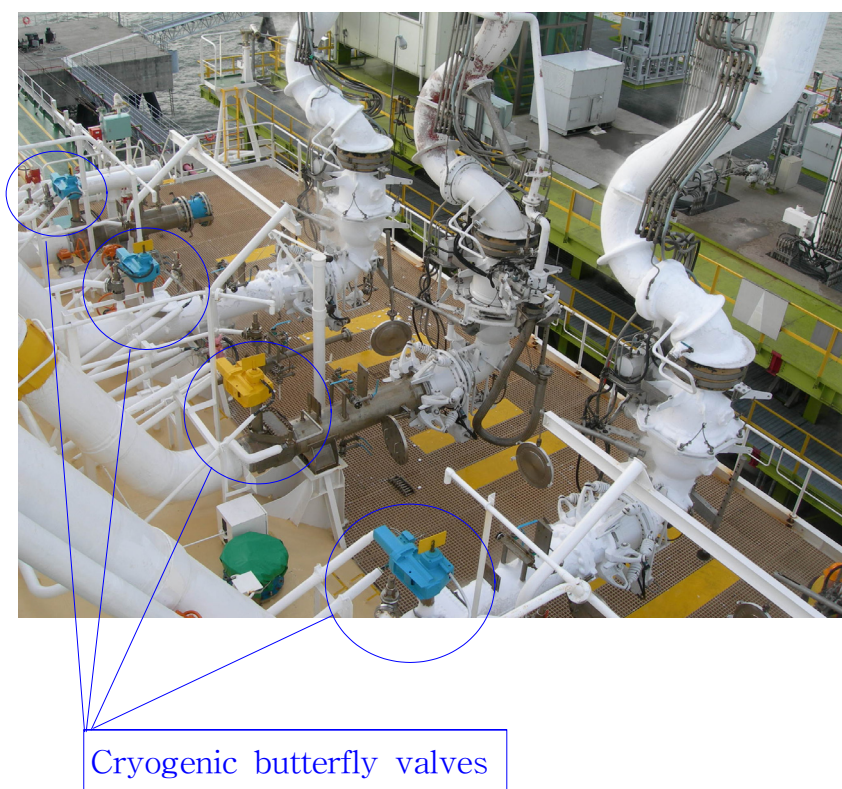
(unit : mU\$)

No.	Classification of Valve	Export	Import
1	Reducing valves(감압밸브)	2	17
2	Hydraulic valves(유압밸브)	8	46
3	Pneumatic valves(공기압밸브)	15	16
4	Check valves(역지밸브)	18	22
5	Safety valves(안전밸브)	6	25
6	Electric power valves(전기식밸브)	12	62
7	Hydraulic power valves(유압식밸브)	1	38
8	Automation control valves(제어밸브)	26	126
9	Automation types, etc(자동식, 기타)	376	456
10	Taps, cocks, traps(탭, 코크, 트랩)	1	22
11	Manual types, etc(수동식, 기타)	17	69
	합 계	482	899

우리나라 밸브 제작기술을 보면 1960년대까지는 댐, 저수지, 농수로 및 가정용 소형 밸브류를 생산하는 정도의 영세성을 면치 못하였으나 1970년도 중반 이후 중화학공업이 발전하면서 산업 전반에서 밸브 수요의 증가에 따라 생산량이 급격히 증가하게 되었다. 초기에는 외국 메이커로부터 받은 도면과 제작기술을 토대로 기술이 발전하여 왔으며 2000년 이후 정부의 지원 하에 산학협동이 이루어지고 있으나 고부가가치의 특수밸브에 대한 연구나 제품 개발에 대한 투자는 아직 미흡한 실정이다. 현재 밸브 제작사에서는 범용 밸브류를 자체 브랜드나 OEM방식으로 대량 생산하고 있으며 특수밸브류는 아직도 대부분 수입에 의존하고 있다.

버터플라이 밸브는 선박, 유류 및 가스 플랜트, 정·취수장 설비, 발전 설비와 소방 설비 등에서 유량조절 용도로 수요가 확대되고 있어 제품 생산자측면에서 보면 국내외 밸브시장에 진출하기에 유리한 환경이며, 일반 산업용 버터플라이 밸브는 상당한 수준까지 국산화가 진행되고 있다.

그러나 Fig. 1.3에서의 사례에서 알 수 있는 바와 같이 LNG기지 와 LNG선박의 화물이송시스템에 사용되는 초저온용 버터플라이 밸브는 전량 수입하고 있는 실정이다. 현재 세계 신조 LNG선박의 대다수가 국내 조선소에서 건조되고 있으며 한국가스공사에서 LNG기지와 파이프라인을 증설하고 있어 대형 초저온 밸브 소요량은 연간 5천개를 상회할 것으로 예상되며 수요공급측면에서 보면 국산 브랜드 밸브의 생산이 필요한 시점이다.



The specification of valves ^[4]

- Maker	AMRI, France
- Type	Buttweld hydraulic operated
- Size & Weight	DN400, 387kg
- Quantity per ship	DN400 : 28sets, DN250 ~ DN600 : 67sets
- Material of body	A 351 Gr. CF 3M
- Cv	12,000 gallon US/mim/psi

Fig 1.3 Overview of cargo loading system for 130,000m³ LNG Carrier

1.2 연구 동향

선박이나 산업설비의 배관계통에서는 유량을 효과적으로 제어하기 위해서 여러 종류의 유량제어 밸브들이 사용되고 있다. 그 중 버터플라이 밸브는 원관 내부에 설치된 원형 디스크를 회전시킴으로써 유량을 조절한다^[5]. 버터플라이 밸브는 유량제어가 가능하고 배관설계 및 유지관리가 용이하고 특히 다른 밸브와 비교하여 밸브 효율이 높고 가격이 저렴한 장점을 가지고 있다. 따라서 개폐와 유량조절용으로 선박용 및 산업분야에서 널리 사용되고 있으며, 그 적용 범위가 점차 확대되고 있는 추세이다.

한편 밸브를 포함한 배관 계통의 캐비테이션에 의한 손상은 산업분야에서 나타나는 현상이며 밸브의 개폐시 작은 열림각에서 압력 차이가 매우 크게 발생하여 밸브 디스크 가장자리 부근, 즉 유속이 가장 빠르게 나타나는 부근에서 유체의 압력이 액체의 포화증기압보다 낮아져 캐비테이션^[6]이 발생하며 밸브의 소음과 진동을 수반하며 밸브 디스크에 손상을 가져오므로 밸브의 신뢰성과 경제수명을 확보하기 위해 반드시 고려해야 할 중요한 인자라 할 수 있다.

지금까지 버터플라이 밸브의 유동특성에 대한 연구는 주로 밸브의 압력손실계수, 캐비테이션, 토크 특성, 유량제어 특성 및 밸브 성능 등에 대해서 이루어져 왔다. 일반적으로 물과 기체를 사용한 유동장의 밸브 손실계수를 구하고, 캐비테이션 방지를 위한 밸브 형상 고찰과 적정 액츄에이터 선정에 필요한 밸브 토크특성에 대한 연구가 진행되었다.

Table 1.2에서 버터플라이 밸브의 일반적인 유동장에 대한 연구 실적을 다음과 같이 정리하였다.

Table 1.2 Previous studies related to butterfly valves

Year	Author	Topics
1985	Addy ^[7]	Investigation compressible flow characteristics
1987	Morris, Martin Jesse ^[8]	Measurement of pressure for compressible flow
1988	Eom ^[9]	Performance as a flow controller
1989	Morris, Dutton ^[10]	Aerodynamics torque characteristics in compressible flow
1993	Lipej A., Jamnik M. ^[11]	Prediction of kinetic energy correction factor
1994	K. Tani, Y. Ito, R. Oba, M. Iwasaki, Y. Hirata ^[12]	Study on low-erosion valves
	Shim E. B., Chang K. S. ^[13]	Vortex flow past a tilting disc valve by Finite Element Scheme
1995	Ogawa K., Kimura T. ^[14]	Prediction of pressure loss characteristics
	Kimura T., Tanaka T., Fujimoto K., Ogawa K. ^[15]	Prediction of torque characteristics
1996	Kim, R. H., Huang C. ^[16]	Analysis of partially open valve flows by Fluent
1998	S. W. Kim ^[17]	A study on flow characteristics by PIV
	Caille V., Laumonier J. ^[18]	Effect of periodic aerodynamic pulsation on a confined valve
1999	Sollicec C., Danbon F. ^[19]	Aerodynamic torque on a valve.
	D. S. Kim ^[20]	A study of the high-velocity gas flows by Fluent

(continued)

Year	Author	Topics
2000	H. Y. Jeong ^[21]	A structural stability of fire safety valve by FEA
2002	Ogawa K. ^[22]	Cavitation phenomena
	Ogawa K., Hisada K. ^[23]	Reduction of cavitation noise
	E. S. Kim ^[24]	Flow analysis to prevent cavitation by Fluent
	D. M. Lee, Y. R. Kim ^[25]	A study on the flow characteristics of fire protection valve
	D. M. Lee, S. O. Park ^[26]	A study on the torque characteristics of fire protection valve
2003	Du Z.-n, Wu J. ^[27]	Evaluation of hydro-dynamic moment on tri-eccentric butterfly valve
2004	J. Y. Yoon, S. J. Lee, E. S. Kim ^[28]	Analysis flows to prevent cavitation by Fluent
	M. S. Kalsi, B. Eldiwany, Vinod Sharma, Aaron Richie ^[29]	A study of torque characteristic by KVAP
2005	S. I. Park ^[30]	Numerical analysis of globe, gate, butterfly valve
	J. S. Moon ^[31]	Evaluation with 3-D Flow by Fluent
	H. Y. Jeong, Y. M. Kang, J. Kang, Y. H. Lee, S. H. Oh ^[32]	Shape optimization design by orthogonal array and coupled-field analysis
	Y. C. Park, J. C. Park, J. S. Choi, J. Kang ^[33]	An optimization of valve by the characteristic function
2006	Leutwyler Z., Dalton C. ^[34]	A study of torque and forces on a valve disk in mid-stroke position by CFD

LNG용 버터플라이 밸브에 대한 연구는 밸브 안전성을 고려한 기밀에 대한 연구와 밸브 제작을 위한 최소한의 유동장을 가시화하여 확인하였을 뿐 LNG 이송의 중요성과 안전성을 감안하면 지금까지 유체공학적 측면에서 연구 실적은 미미하며 연구 수준은 초보 단계이다.

1993년에는 Y. C. Kim^[35]에 의해 초저온 버터플라이 밸브 설계에 관한 연구를 수행하였다. 직경 200mm 초저온 버터플라이 밸브를 설계, 제작된 밸브 시험 결과 BS6364-84 규정에 만족하였다.

2003년 Gerceker, M. M.^[36]은 버터플라이 밸브의 초저온상태에서 기밀에 대한 연구를 수행하였다.

2006년 S. C. Ho^[37]는 Cryogenic Butterfly Valve 개발 및 해석을 ANSYS-Flotran을 이용하여 최소한의 2차원 유동특성과 강도해석을 병행한 연성해석은 수행하였다.

1.3 연구 목적

LNG의 액화온도는 초저온 상태이므로 이러한 LNG를 이송 및 저장하기 위한 밸브와 배관장치는 충분한 기밀 유지와 내구성을 갖추어야 하며 특히 화물 이송작업시 밸브의 효율과 고도의 안전성이 요구되어진다. 그러나 밸브 제작에 고려되는 사항으로 초저온 특성에 적합한 금속의 물리적 성질, 화학성분과 구조 강도를 설계에 반영하고 있으나 초저온 유동장에 대한 공학적 실험이나 해석은 거의 이루어 지지 않고 있는 실정이다. 따라서 본 연구에서는 LNG선 화물이송시스템에서 액화메탄 이송에 실제로 사용하고 있는 초저온 특성의 버터플라이 밸브 유동장에 대한 수치해석을 수행하였다.

본 연구의 목적을 정리하면 다음과 같다.

- 1) 액화 메탄을 사용한 초저온 3차원 유동 예측 및 성능 평가
- 2) 2상 유동현상에 의한 캐비테이션 발생 예측
- 3) 밸브 디스크에 걸리는 공력 특성과 토크 예측
- 4) 밸브 조작의 안전성 예측

부분 및 전개시 초저온 상태에서 밸브 유동장의 안전성을 예측하여 산업현장의 밸브 조작 과정에서 유동특성을 참조하여 운용할 수 있도록 기여

- 5) 초저온 특수용도의 산업 배관망에 유량 조절용 밸브로서의 적용 확대
- 6) 연구 결과를 밸브 설계에 반영

1.4 연구 내용

본 연구에서는 -162°C 초저온 상태에서 작동유체인 액화메탄을 사용하여 실험적 3차원 유동해석이 거의 불가능한 실정이므로, 유동해석의 전단계로 먼저 물을 사용한 일반적인 유동장에 대한 PIV에 의한 축소모델실험과 CFD에 의한 수치해석을 동시에 수행하여 유동특성을 상호 비교함으로써 초저온 유동장에 대한 수치해석의 타당성을 검증하였다. 다음으로 LNG 이송배관망에서 실제로 사용하는 작동유체인 액화메탄의 초저온 버터플라이 밸브 유동장에 대한 수치해석을 상용 CFD 해석 코드인 CFX-10으로 수행하여 유동 특성 및 기타 물리적 설계 변수를 고찰하였다.

본 연구의 진행 순서를 정리하면 다음과 같다.

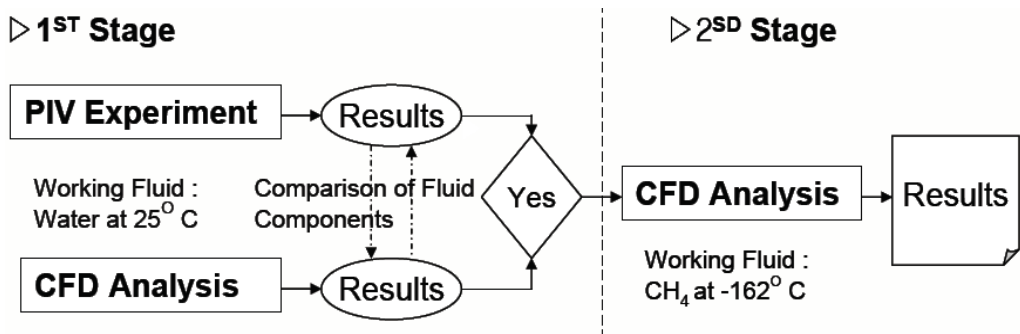


Fig 1.4 Procedure of a study

2장에서 수치해석의 검증 단계에서는 직경 80mm 배관을 채택하였으며 작동유체인 25°C 물을 사용하여 PIV 실험과 CFD 해석을 동시에 수행하여 일반적인 버터플라이 밸브의 유동 특성을 비교하였다. 밸브 개도에 따른 순간 영상, PIV 원시형상과 순간속도벡터를 가시화하여 밸브 후방에서의 복잡한 비정상 난류유동이 발생하는 것을 정성적으로 관찰하였으며, 시간평균 속도벡터, 운동에너지, 유량계수와 압력손실계수가 정량적으로 일치함을 고찰하여 초저온 액화메탄의 유동장에 대한 수치해석의 타당성을 검증하였다.

3장에서는 작동유체인 액화메탄의 초저온 상태의 버터플라이 밸브 유동장에 대해 수치해석을 하기 위해 ANSYS-ICEM CFD 10을 이용하여 직경 400mm 버터플라이 밸브 유동장의 계산격자를 생성하였으며 ANSYS-CFX 10을 이용하여 수치해석을 수행하여 밸브 개도에 따른 밸브 주위와 상류 5D와 하류 10D 영역의 유동특성(유선, 속도벡터, 압력분포, 밸브손실계수)와 공력특성(밸브 디스크면에 걸리는 압력, 양력, 항력, 토크)을 정량적으로 구하였으며, 2상류에서 캐비테이션 발생 상태를 확인하였다. 3차원 유동장의 해석기법으로 횡단면 속도벡터를 가시화하여 재순환 와 발생의 패턴을 체계적으로 고찰하였다.

제 2 장 축소모델실험과 수치해석

2.1 축소모델실험

2.1.1 PIV 개요

흐르는 유체의 속도 및 압력과 같은 유동특성을 파악하는 것은 유체공학 관련의 제반문제를 해결하기 위하여 필요 불가결한 요소이다. 전통적인 유동가시화(flow visualization)기법은 적절한 조명장치와 추적입자 그리고 이를 기록할 수 있는 카메라를 이용하여 직관적으로 이해하기 쉬운 영상을 제공할 수 있음으로서 어떠한 복잡한 유동장도 쉽게 이해 될 수 있는 장점이 있다. 그러나 정량적인 유동정보, 예를 들어 시간에 따라 변화하는 전체유동장의 속도벡터 값과 같은 데이터의 제공이 원리적으로 불가함으로서 유체역학적인 엄밀한 해석이 어렵다. 따라서 실용적인 측면에서도 물리적인 유동 정보에 대한 계측이 필요하게 된다. 지금까지 유체계측에 있어서 속도를 얻기 위하여 열선유속계(hot-wire anemometer) 또는 LDV(Laser Doppler Velocimetry)가 사용되어 왔다. 이러한 점계측(pointwise) 속도측정기법은 신뢰성과 정도면에서 우수한 성능이 입증되었으나 시간평균의 값만을 제공하며, 트레이싱에 필요한 과도한 계측시간 등의 문제점 때문에 유동현상의 기본특성인 비정상(unsteady)의 동시다점계측(instantaneous & simultaneous)이 원리적으로 불가능하다. 이러한 배경에서 종래의 정성적인 가시화기법과 디지털 영상처리기술을 새로이 접목한 PIV(Particle Image

Velocimetry)가 속도계측의 새로운 실험기법으로서 1980년대 초반부터 본격적으로 소개가 되었으며 최근에는 전산유체역학(CFD)의 장점을 능가하는 유동장의 대표적인 계측기법으로서 크게 각광을 받고 있다.

PIV^{[38]~[47]}의 기본원리는 다음과 같다. 즉 유동장의 국소 속도는 어느 한 점을 통과하는 미소추적입자가 미소시간동안 이동한 직선 거리 및 방향을 알면 쉽게 구해진다. 즉 임의의 입자운동에 요하는 시간간격 및 벡터변위의 관계로부터 쉽게 구할 수 있다. 유동장에 유체와 동일한 비중을 갖는 추적입자(tracer particle)을 분포시키고 이들 입자의 순간분포를 미소시간차를 가진 두 영상에서 공간대응시키는 방법(예를 들어, 상호상관기법)에 의하여 속도벡터를 동시다점으로 구할 수 있다. 따라서 원리적으로는 2차원뿐만 아니라 3차원으로도 용이하게 확장이 가능하며, 최근에는 Stereoscopic PIV, Volume 3차원 PIV 등의 3차원 속도장 측정방법이 개발되어 유동 해석 연구에 널리 활용되고 있다. 따라서 PIV기법은 LDV 등이 갖는 점계측의 한계를 근본적으로 해결할 수 있으며, 고성능 PC 및 고해상도 CCD카메라, 고속도카메라와 같은 영상입력장치와 신뢰성 있는 데이터처리 소프트웨어의 발전에 힘입어 속도계측장비로서 독보적인 지위를 유지하고 있다. 현재에는 dynamic PIV로 알려진 시간해상도(time-resolved) PIV가 널리 이용되고 있으며, 이 경우에는 고해상도(1K x 1K), 고속도카메라(500-2000 fps at full frame)가 사용되고 있다. dynamic PIV에서는 post-processing기법으로서 속도벡터 분포와 같은 기본정보 뿐 만 아니라 유동정보의 애니메이션

까지 용이하게 제작할 수 있는 전용 소프트웨어의 지원이 필수적이다.

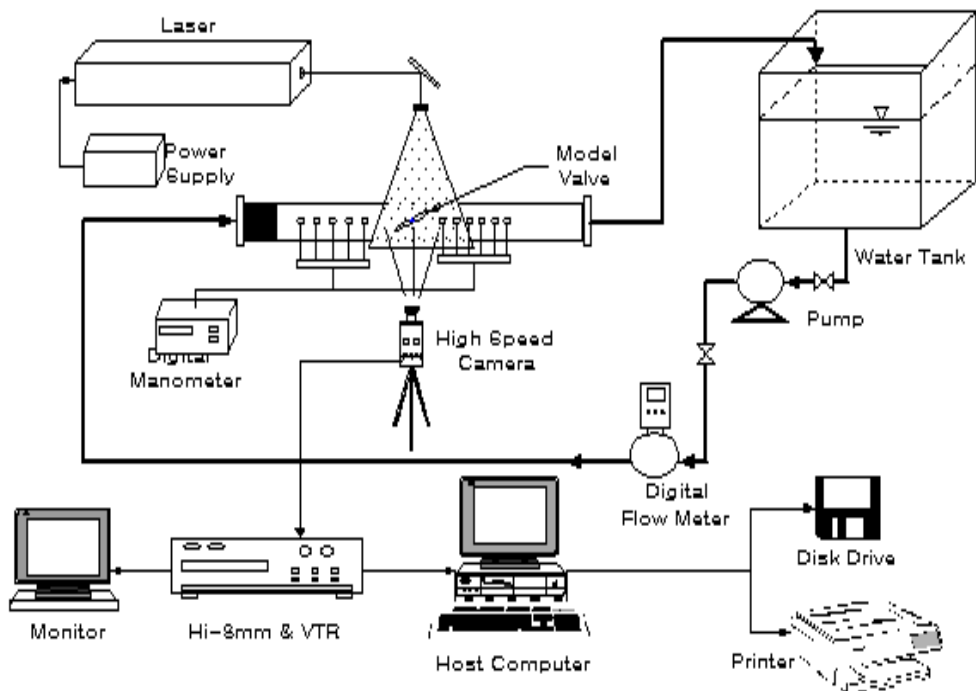


Fig. 2.1.1 Arrangement of PIV experiment

2.1.2 PIV실험장치의 구성

Fig. 2.1.1은 일반적인 PIV 실험 장치도를 나타내고 있다. 대형 수조는 내부의 유동장을 가시화하기에 적합한 투명아크릴이나 고강

도 유리로 제작된다. 밸브 및 후류영역 등 계측대상이 되는 부품들은 보통 아크릴재료를 소재로 하며 CAD도면에 따른 NC가공에 의하여 만들어 진다. 투명 아크릴 원관의 굴절에 의한 유동장의 영상 왜곡을 방지하기 위하여 보통 아크릴관 주변에 직육면체의 수조를 설치한다. 경우에 따라서는 관벽면으로 부터의 조명산란광을 최소화하기 위하여 검은색의 점착시트를 미리 부착하는 것이 필요하다.

2.1.3 조명 및 추적입자 공급

영상 처리를 하기 위해서는 측정하고자 하는 계측단면에 대하여 적절한 조명의 공급이 절대적으로 필요하다. 이러한 조명은 유동장에 투입된 추적입자의 표면 산란광 영상이 주위의 배경영상보다 높은 계조치(gray level)을 갖게 하여 명암대비가 뚜렷하고 잡음이 없는 영상을 획득하는데 크게 기여한다. 특히 고속 유동장에서 깨끗한 영상을 획득하기 위해서는 일반적으로 높은 출력의 광원이 필요하게 된다. 본 실험에서는 이를 위하여 최대 5W출력의 수냉식 아르곤 이온(Argon-Ion) 레이저를 이용하며 532nm의 녹색광을 발생시킨다. 레이저에서 발생하는 광선은 보통 지름 2mm의 원형 직진광이며 실린드릭얼 렌즈를 통해 두께 2mm정도의 2차원 시트라이트(sheet light)가 만들어진다. 또는 레이저로부터 나오는 직진광을 fiber optics에 연결하고 렌즈조합세트로 구성된 헤드를 임의의 계측위치로 이동하여, 시트라이트의 폭과 퍼짐각을 쉽게 조정할 수 있는 beam delivery 시스템도 이용되고 있다.

PIV는 유동장에 골고루 분포된 추적입자가 미소시간동안 이동한

입자영상을 컴퓨터로 분석하여 속도벡터 데이터를 얻는 방법이므로 사용되는 입자의 선정이 계측정도에 큰 영향을 미친다. 일반적으로 추적입자는 표면에서의 산란성이 좋아야 하고 입자와 작동유체와의 밀도차가 될 수 있으면 작아서 추종성(traceability)이 우수하여야 한다. 입자의 직경은 유체의 유동에 잘 추종하기 위해서 작을수록 좋으나, 산란에 의한 입자 영상을 카메라에서 잘 취득할 수 있도록 어느 정도 이상의 크기를 가져야 한다. 보통 공기에서는 수 μm ~수십 μm 의 크기가 보통이다. 물과 같은 액체에서는 크기의 제약이 덜하여 수십 μm ~수백 μm 의 입자가 사용된다. 본 과제에서는 물과 비중이 비슷하며(평균비중 1.02) 평균직경이 110 μm 인 구형의 PVC 입자를 추적입자로 사용하였다.

2.1.4 영상입력 및 저장장치

본 실험에서는 영상입력장치로 1280(H)×1024(H) Pixels의 고해상도를 가지는 디지털고속도카메라(Photron FASTCAM, 1,000fps at full frame)를 사용한다. 일반적인 CCD카메라나 가정용 캠코더 등은 frame rate가 30장/초로 고정되어 있어 이와 같은 입력장비로는 보통 0.5m/sec이상의 속도계측이 어렵고 유동장의 비정상(unsteady) 특성을 확보할 수 있는 연속촬영이 곤란하여 시계열적인 유동현상 해석이 문제가 된다. 이를 해결하기 위하여 고속도카메라가 널리 이용된다. 1000fps 정도의 카메라를 사용하면 수 십 m/s 정도의 유동장을 연속적으로 저장할 수 있다. 다수의 연속영상을 고속 촬영할 수 있으므로 dynamic PIV 적용 및 animation 제

작에 적합하다. 근래에는 초당 10,000frame 이상을 기록할 수 있는 고속도카메라가 있으나 부분해상도(segment frame)가 128x34pixel 정도이며 이 같은 영상은 유동장의 극히 일부분만을 계측할 수밖에 없으므로 일반적인 유동장 해석용으로는 부적합하다. 고속도카메라를 PIV용으로 사용하고자 한다면 보통, full frame(현재에는 공간해상도가 1K x 1K인 것이 주종을 이룸)에서 500fps 이상이 되어야 한다. PIV에서는 입자의 칼라영상정보가 필요하지 않으므로 흑백용 고속도카메라가 권장된다. 상용 고속도카메라의 pixel당 dynamic 레인지는 8 ~ 12bit이나 8bit(256계조)로서도 충분하다.

2.1.5 동일입자 추적

PIV해석을 위해서는 먼저 입자가 주입된 유동장을 레이저조명을 이용하여 가시화한다. 다음, 이들 개별 입자 또는 입자군의 이동이 직선적으로 이루어질 수 있는 미소시간 간격을 하드웨어(보통 고속도카메라의 fps)상에서 미리 설정하고 카메라를 이용하여 연속적으로 메모리에 기록한다. 그리고 동일한 시간간격을 갖는 두장의 영상을 1조로 하여 시간적인 순서로 입자의 이동변위를 소프트웨어상에서 자동적으로 추적함으로써 속도벡터를 구한다.

최근에는 이와 같은 광학적 PIV기법은 거의 이용되지 않고 있으며, 획득된 영상의 밝기정보(계조치)를 디지털화한 후 조사면적에 대한 상관계수를 직접 컴퓨터상에서 연산함으로써 속도장을 구하는 방식이 PIV 기법의 주류를 이루고 있으며 본 실험에서도 이를 이용한다(Fig. 2.1.2 참조).

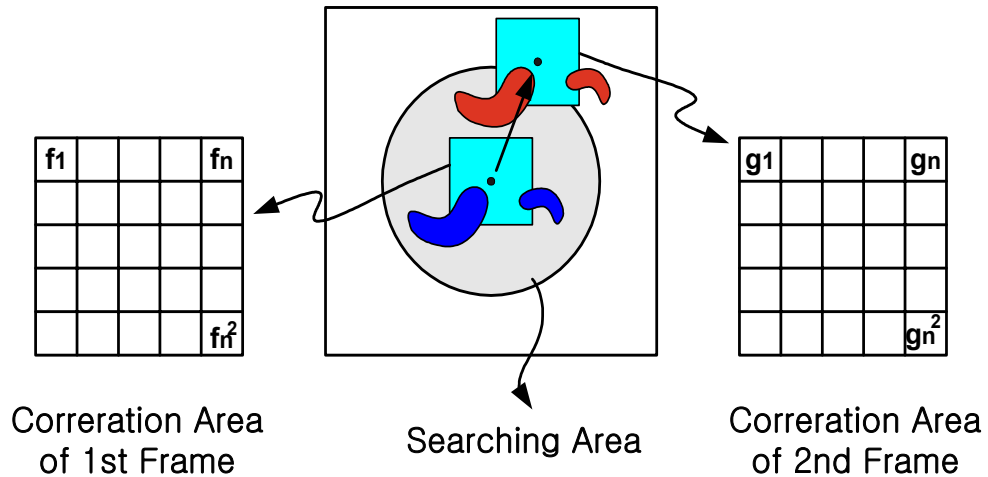


Fig. 2.1.2 Diagram of cross-correlation identification

2.1.6 PIV 실험

밸브 전후단의 유동분포를 계측하기 위하여 Fig. 2.1.3와 같이 실험장치를 제작하였다. 밸브모형(직경 80mm)은 S사에서 제공된 도면(KSB 2333)을 기준으로 선정된 3중 편심 버터플라이 밸브를 이용하였으며, Fig. 2.1.3(a)와 같이 내부의 유동장을 가시화하기에 적합한 투명아크릴로 제작하였다. 밸브 끝에 자유방류관의 길이는 5D는 밸브 직경로 산정하였다. 유량계측은 magnetic 유량계를 이용하여 밸브 전단 설치하였다.

또한 실험중 밸브 내 될 수 있으면 공기가 빨려 들어가지 않게 하기 위하여 Fig. 2.1.3(b)에서 볼 수 있듯이 보통의 실험의 경우보

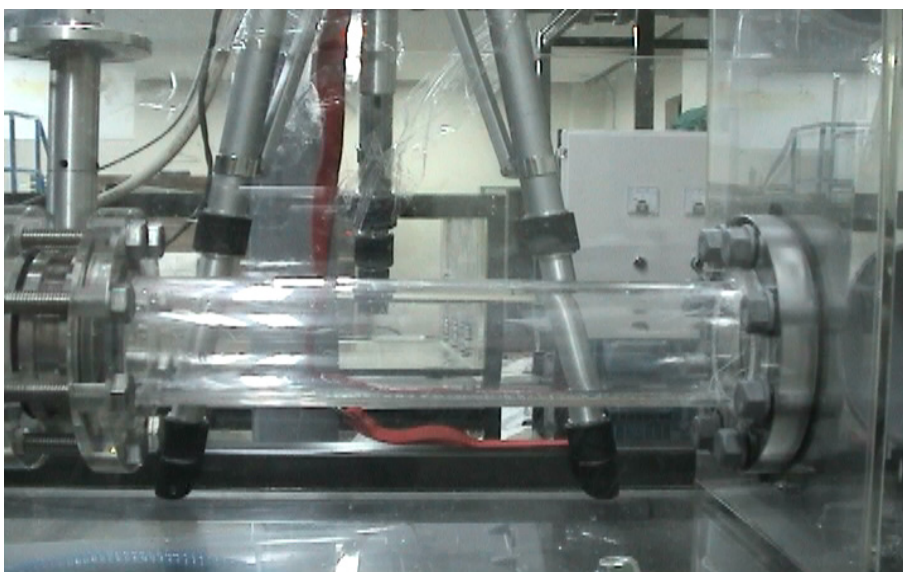
다 크게 위, 아래 수조를 크게 제작하였다. Fig. 2.1.3(c)와 같이 밸브에 중앙단면을 레이저를 산란시키고 상부에서 카메라로 영상을 획득하였다. 또한 실험시 밸브의 개도를 10° 에서 90° 까지 5° 간격으로 조정하기 위하여 Fig. 2.1.3(d)와 같이 밸브개도 조정장치를 특별히 제작하였다.

실험조건은 Table 2.1과 같으며 조명장치는 최대 6W 출력을 갖는 연속광 Argon-Ion 레이저에서 발생하는 빛을 원통형 렌즈를 통해 2차원의 단면광을 형성하여 유동장에 직접 조사한다. 입력장치로는 CCD High-Speed camera(Photron FASTCAM ; $1,280 \times 1,024$ pixels at 1000 fps, 256×256 pixels at 10,000 fps)를 사용하였다. 추적입자는 조명에 대해 산란성이 우수한 평균직경 $110\mu\text{m}$ 인 구형의 PVC(Poly Vinyl Chloride)를 사용하였다.

유동해석을 위한 동일입자 추적 알고리즘은 FFT 계조치상호상관법을 이용하였으며 (주)아이아이티의 CACTUS 3.3을 이용하여 계산하였다. 계산시 필요한 영상프레임수는 $15^\circ \sim 60^\circ$ 일 경우에는 3,072장(3GB이상), 90° 인 경우에는 6,400장(6,5GB이상)을 이용하였다.

PIV 실험을 위한 밸브 개폐각도는 10° 간격(10° , 20° , 30° , 40° , 50° , 60° , 70° , 80° , 90°)로 조정하였다. 최대유량인 경우의 밸브 열림각을 90° 라 정의하고, 최소유량인 경우의 밸브 열림각은 10° 라 정의하였다.

또한 PIV 계측단면은 Fig. 2.1.5와 같이 $80\text{mm} \times 200\text{mm}$ 로 정하였으며, FIG 2.1.6과 같이 밸브 디스크 전후 압력을 계측하기 위하여 파이프 벽면에 압력공을 뚫어 액주압력계로 압력을 계측하였다.

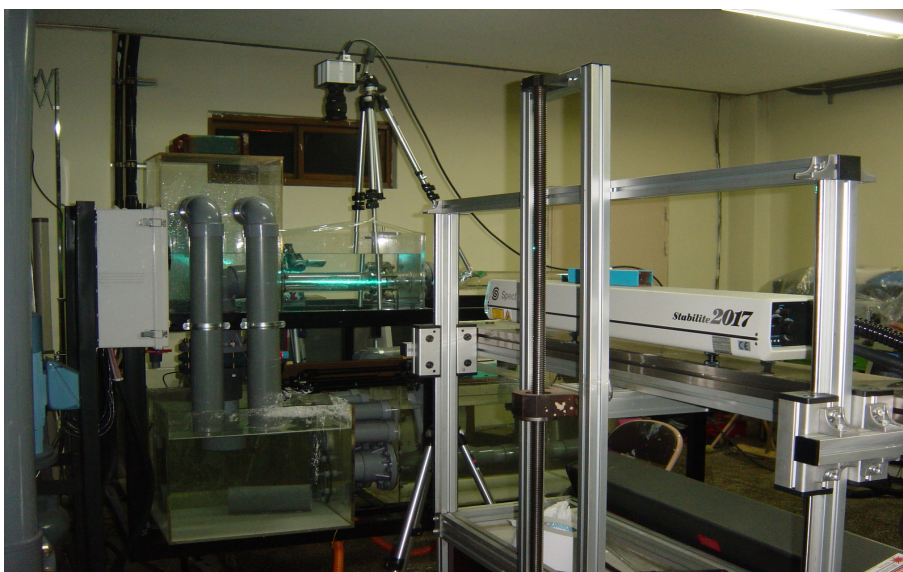


(a) image of experimental device

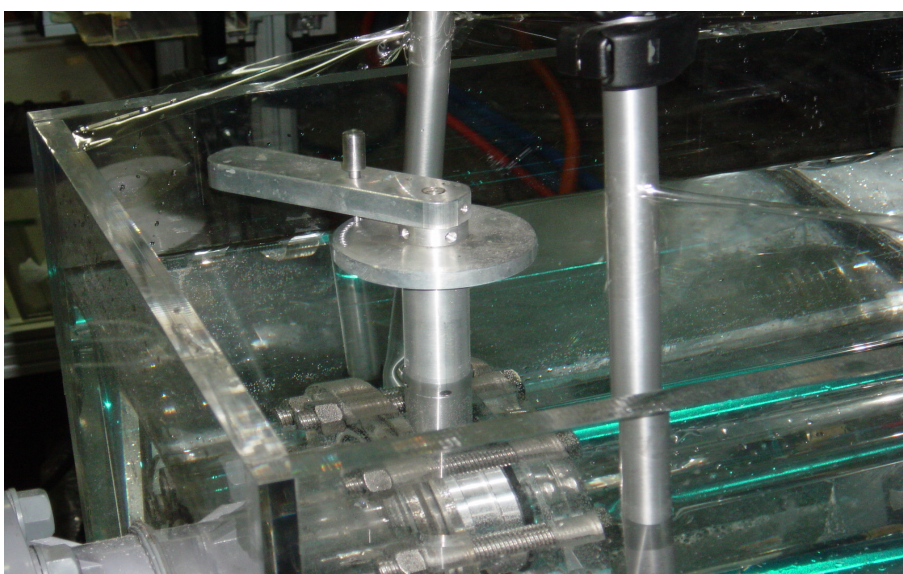


(b) general view of experimental device

Fig. 2.1.3 Image of experimental device (continued)

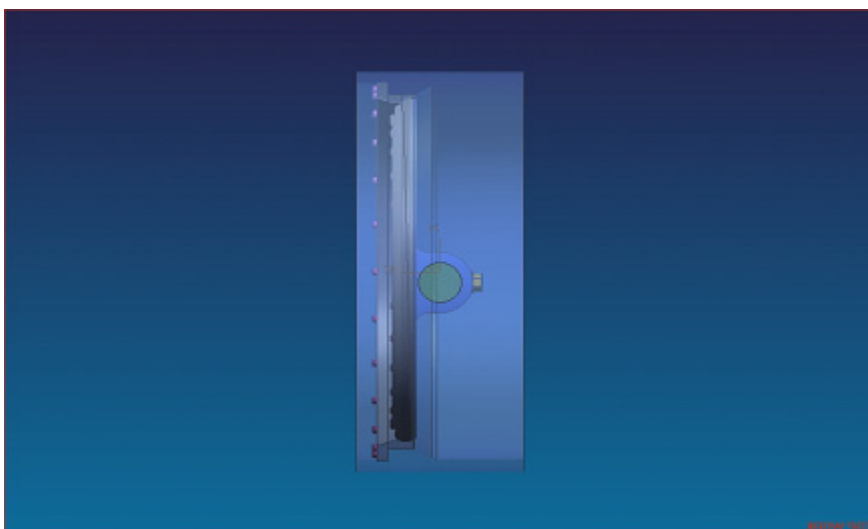


(c) general view of experimental device

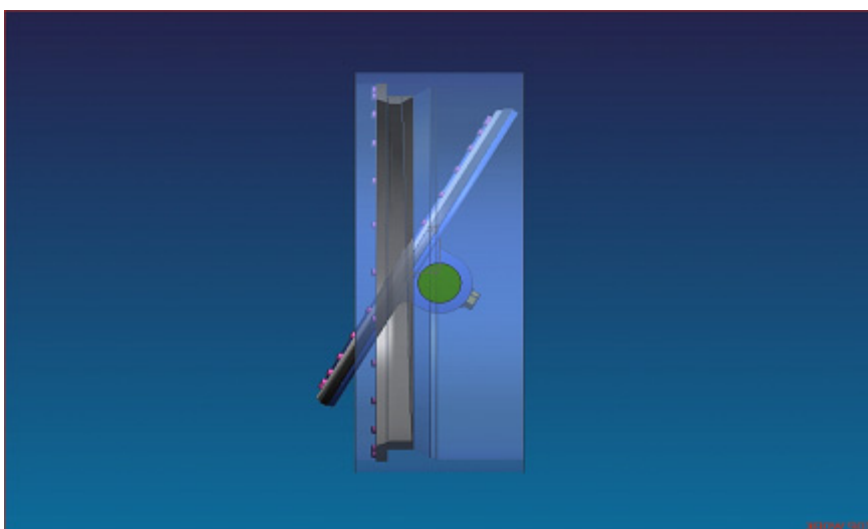


(d) enlarged figure around valve

Fig. 2.1.3 Image of experimental device

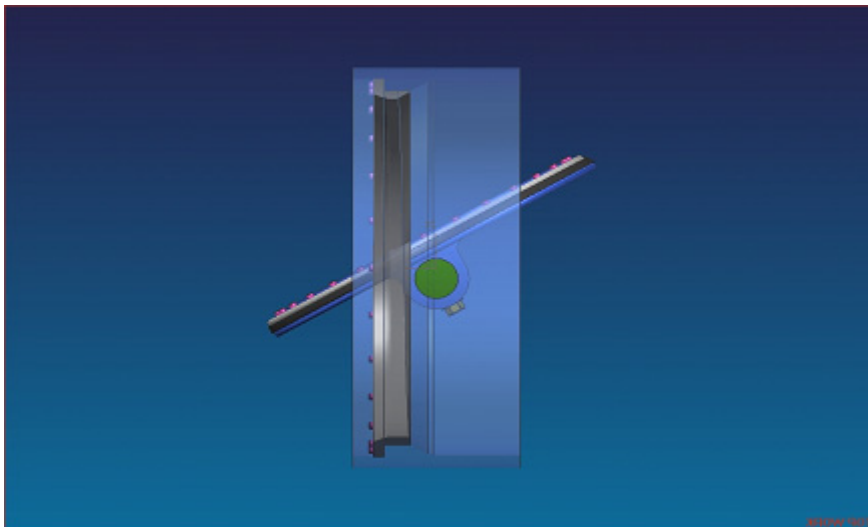


(a) 0°

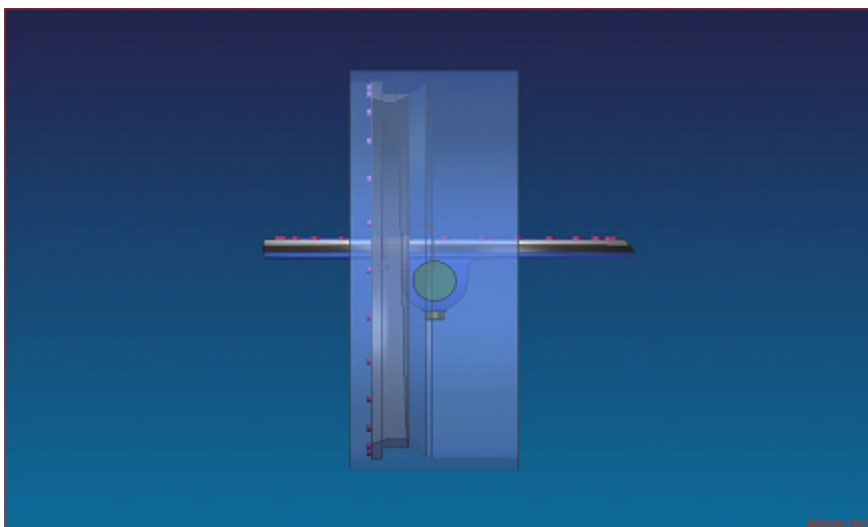


(a) 30°

Fig. 2.1.4 Definition of opening angle for butterfly valve (continued)



(c) 60°



(d) 90°

Fig. 2.1.4 Definition of opening angle for butterfly valve

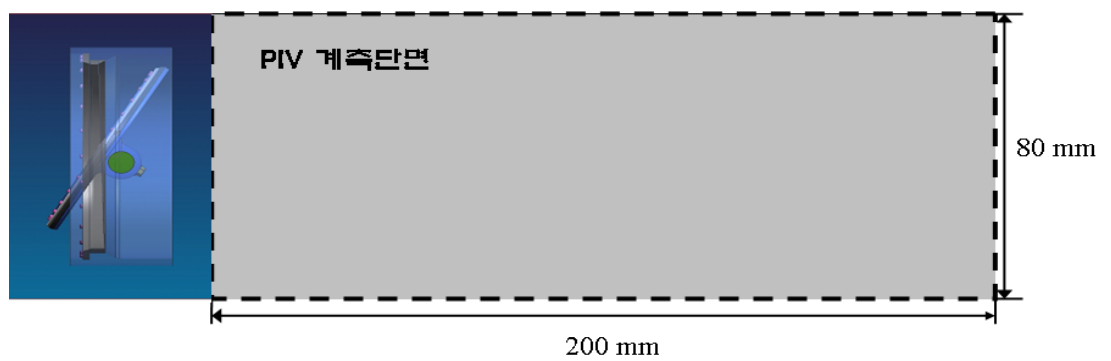
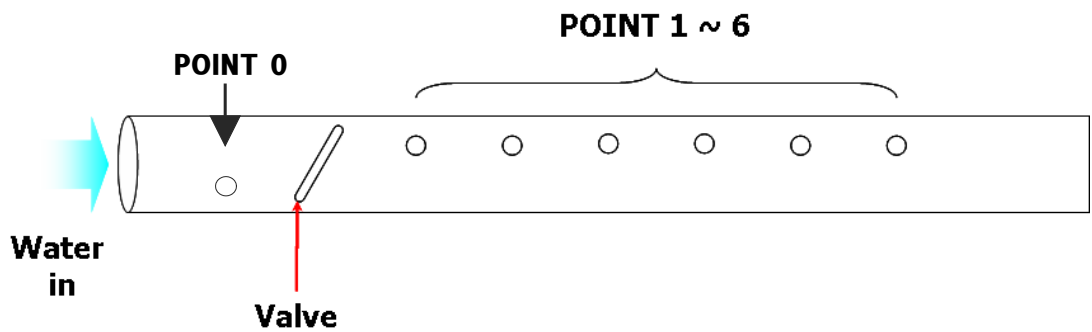


Fig. 2.1.5 Definition of measuring section for PIV



	Dimension
- Ordinal dimension of pipe	80A
- Point 0 ~ Valve	80 mm
- Valve ~ Point 1	80 mm
- Point 1 ~ 6 (point to point)	each 50 mm

Fig. 2.1.6 Schematic diagram of butterfly valve

Table 2.1 Experimental conditions

	Item	Specification
	High speed CCD camera	1280×1024 pixels
	Light source	Ar-Ion laser(6W)
	Sheet light	cylindrical lens
Visualization Equipments	Working fluid	tap water
	Temperature	25℃
Measuring Conditions	Tracer particles	PVC (110 μm)
	Host PC	Pentium 4(3.0GHz)
	Calculation time	30 sec/frame
Image Processing	Identification	cross correlation Cactus v3.3
	Error rate	less 1.2%

2.2 수치해석

2.2.1 수치해석 개요

시뮬레이션을 통해 복잡하고 다양한 물리현상을 정확하게 구현할 수 있는 전산해석 환경이 보편화되면서 산업계 전반에 걸쳐 전산 유체역학(CFD, Computational Fluid Dynamics)의 적용이 활발히 진행되고 있으며, CAE 산업의 한 분야로서 중요한 역할을 담당하고 있다. 전산 유체역학을 통해 유체, 열 그리고 물질전달을 지배하는 편미분 방정식들의 해(solutions)를 구함으로써 다양한 물리값 (기류, 온도 및 기타 오염물질 분포, 연소 등) 들의 특성을 파악할 수 있으며, 실험을 통해 구현하기 어려운 극한 조건에서의 다양한 시뮬레이션을 결과를 통해 최적설계 등에 대한 중요한 정보를 제공할 수 있다.

LNG는 일반적으로 -162°C 근방의 초저온 상태에서 수송·저장되기 때문에 이를 실험으로 구현하는데 필요한 막대한 비용 및 시간 등의 문제로 사실상 실험을 통한 액체 유동해석은 거의 불가능한 실정이다. 따라서 본 연구에서는 작동유체인 액화메탄을 사용한 수치해석 전에 먼저 작동유체로서 물을 사용하여 PIV 실험과 CFD 해석을 수행하여 결과를 상호 비교함으로써 수치해석의 타당성을 검증하였다. Reynolds Averaged Navier-Stokes 방정식에 기반을 둔 CFD의 경우 이론적으로 명확한 해석이 가능하고, 다양한 물리적 변수를 표현할 수 있으며, 해석조건에 대한 제한이 거의 없는 장점이 있으므로, 실험을 대체하여 작동유체가 LNG인 경우에서의

밸브 형상 변화 및 유동장의 변화에 따른 다양한 물리적 변수를 예측할 수 있다. 또한, 최근 적용가능성을 보이고 있는 FSI(Fluid Structure Interaction) 기법의 도입을 통해 밸브에 작용하는 비정상 하중 특성 및 소음, 침식, 파손 등의 복잡한 해석까지 가능하게 되었다. 본 연구에서는, LNG 수송배관망 내부에 설치된 유량조절용 버터플라이 밸브의 유동특성 및 기타 물리적 설계 변수에 대한 유체역학적 고찰을 위해 상용 CFD 해석 코드인 CFX-10을 사용하였다.

2.2.2 수치해석 기법

본 연구에서는 유체기계 해석에 탁월한 성능을 보이는 CFX-TASCflow의 솔버 기술과 다상 유동 및 연소, 화학반응 등의 해석에 탁월한 CFX-4의 다양한 물리모델을 결합하여 새롭게 개발된 fully implicit pressure based AMG coupled solver인 CFX-10을 사용하였다.^{[48]~[50]} 일반적으로 범용의 상용코드들은 SIMPLE 또는 SIMPLEC, Rhie and Chow 방법과 같은 압력에 기초한 방정식으로부터 만들어져 있다. 이들 압력에 기초한 코드들은 일반적으로 다양한 물리적 모델들과 경계조건을 제공하고 다른 CAE 도구들과 연동을 포함하는 복잡한 "multi-physics" 문제 등에 적용될 수 있다. 압축성 유동의 해석에 많이 사용되고 있는 코드들은 일반적으로 오일러 방정식의 해법을 발전시킨 방법으로부터 개발되어져 온 밀도에 기초한 공식으로부터 만들어지며 충격파 해석 등에 최적화 되어 있다.

유동장의 정확한 해석을 위해서는 점성저층(viscous sub-layer)영역을 안정적으로 처리 할 수 있는 최적화된 난류모델들이 필요하다.

현재 상용코드에서 오랫동안 사용되어온 $k-\varepsilon$ 모델과 벽 함수의 조합은 유체기계에서 요구되는 높은 해의 정밀도를 만족시킬 수 없다. 따라서 보다 정확한 해를 구하기 위해 점성저층에 대한 해석이 요구되고, 이를 만족시키기 위해서는 벽면근처에 종횡비(aspect-ratio)가 매우 큰 높은 격자 밀집도를 확보해야만 한다. 이러한 요구조건을 만족하는 CFX-10의 수치기법의 핵심은 질량과 운동량 방정식의 연동화(coupled formation)이다. CFX-10은 압력기반 유한 체적법(finite volume method)을 fully implicit 이산화하여 얻어지는 방정식을 algebraic multigrid coupled solver를 이용하여 해석한다. SIMPLE 등 고전적인 segregated 접근방법에 비해 implicit coupling 방법은 수렴을 가속시키고, 압축성 유동에 있어서 수렴성의 난점을 피할 수 있고, 높은 종횡비의 격자를 다룰 수 있기 때문에 필수적인 기법이다.

버터플라이 밸브 해석시 적용 난류모델에 있어 단순한 난류모델도 충분한 정확도를 제공한다는 입장과 해석 정확도의 확보를 위해서는 가장 발달된 난류모델과 천이 모델을 사용해야 한다는 견해가 있다. 이러한 견해의 차이는 엔지니어가 요구하는 정밀도에 대한 만족범위가 다르기 때문이다. 점성과 난류효과의 경우 단지 전체적인 손실에 추가적인 기여만을 하는 유동장에서는 난류모델이나 천이모델의 정밀도가 상대적으로 중요하지 않다. 그러나 1-방정식 모

텔이나, 2-방정식 모델은 계산시간을 크게 증가시키지 않으므로, 해석의 일관성을 위해 적절히 사용하는 것을 권장한다.

반면 상대적으로 극심한 유동박리에 의한 유동장의 교란이 발생되고, 이러한 유동박리점에 대한 정확한 예측을 통해 물체에 작용하는 힘 등의 데이터를 정확히 얻을 필요가 있는 경우, 완전한 물리적 모델과 고난도의 수치해석 기법이 요구된다. 이러한 2차 유동의 예측을 위해 2 방정식 모델 중 $k-\omega$ 계열의 모델이 유동박리 현상의 지연된 예측을 피할 수 있고, 상대적으로 정확한 예측이 가능하다고 알려져 있다. 그러나 $k-\omega$ 계열의 난류모델도 천이영역에 대한 해석이 불가능하기 때문에 천이가 문제가 되는 해석에는 RSM 모델과 SST 모델에 기초하여 새롭게 발전된 DES(Detached Eddy Simulation) 모델의 적용이 필수적이거나, 비정상 해석을 통한 적용이 가능한 단점이 있다. 따라서 본 연구에서는 다양한 난류모델 중 벨브시트 후방으로 발달하는 2차 유동에 대한 비교적 정확한 예측이 가능하다고 알려져 있는 $k-\omega$ SST 모델을 적용하였다.

2.2.2.1 지배방정식

일반적인 유동에서 다루는 운동방정식은 질량, 운동량, 에너지 방정식이다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0 \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_j) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \rho u_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} + S_{u_i} \quad (2.2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho H - P) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j H) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial}{\partial x_j} (u_j \tau_{ij}) + S_T \quad (2.3)$$

여기서, ρ =밀도, u_i =속도, P =압력, μ =점성계수, H =전엔탈피, h =정적엔탈피, T =온도, τ_{ij} =응력텐서

상태방정식 $\rho = \rho(P, T)$, 점성계수와 변형률의 함수로서 응력텐서의 응력-변형률 관계, 그리고 $h = h(P, T)$ 가 이들 방정식에 추가된다.

난류유동은 와점성(eddy viscosity)이 추가되고 방정식은 레이놀즈 평균 물리량에 대해 푼다. 방정식의 일반적인 형태는 동일하다.

2.2.2.2 이산화방법 (Discrete Method)

CFX-10은 implicit pressure based 방법을 사용하며, 여기서 사용되는 주요 독립변수들은 (P, u_i, H) 이다. 일반적으로, 범용 상용코드는 위의 변수에 대해 해석을 수행하며, 이는 현장에서 일반적으로 부딪히는 비압축성 유동의 해석이 용이하기 때문이다.

Fig. 2.2.1에서 실선으로 나타난 것은 일반적으로 알려져 있는 격자 즉, cell 이다. 실선으로 나타낸 cell, 즉 element를 다시 나누어 점선으로 표현된 sub-element를 구성하며 제어체적은 음영으로 나

타낸 부분과 같이 node를 둘러싼 sub-element 들로 구성되며 hex, tet, wedge, pyramid 등 모든 element 형태에 대해 동일하게 적용된다. 모든 변수 값과 유체의 물성치는 이 노드에 저장된다.

수치해석의 정확도는 노드 값으로 표현되는 적분점(IP)들에서의 표면적분(fluxes) 값들의 정확도에 의해 결정된다. 계산을 통해 얻어진 해는 격자 노드에 저장되지만, 방정식의 대류항, 확산항, 압력 구배항 등의 다양한 항들은 적분점에서의 해나 해의 구배 값을 필요로 하며 따라서, element 내부에서의 해의 변화를 계산하기 위해 finite element shape function이 사용된다. 이러한 방식을 FEM based FVM 혹은 element based FVM이라 한다.

Fig. 2.2.1과 같이 제어 체적면에서의 적분점의 개수가 2차원인 경우 일반적인 FVM의 4개에 비해 8개로 2배가 많은 것을 알 수 있다.

3D 육면체 격자의 경우 6개에서 24개로, 사면체의 경우 4개에서 평균 60개로 적분 점이 많아지므로 비교적 성긴 격자에 대해서도 해의 정확도가 뛰어난 장점이 있다.

식 (2.1), (2.2), (2.3)의 방정식들을 제어체적에 걸쳐 적분함으로써 질량, 운동량, 그리고 에너지 방정식에 대한 이산화 적분식은 다음과 같다.

$$\rho V \left(\frac{\rho - \rho^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} (\rho u_j \Delta n_j)_{ip} = 0 \quad (2.4)$$

$$\rho V \left(\frac{U_i - U_i^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} m_{ip} (u_i)_{ip} = \sum_{ip} (P \Delta n_i)_{ip} + \sum_{ip} (\mu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \Delta n_j)_{ip} + \overline{S_{ui}} V \quad (2.5)$$

$$\rho V \left(\frac{(H - P / \rho) - (H^0 - P^0 / \rho)}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} m_{ip} H_{ip} = \sum_{ip} (k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_j} \Delta n_j)_{ip} + \overline{S_\phi} V \quad (2.6)$$

여기서 $(\Delta n_j)_{ip}$ 는 적분점 위치에서 국부 표면 벡터이다. 그리고 제한체적의 적분점 표면을 통과하는 m_{ip} 는 질량유동이다. 모든 방정식들은 시간간격의 제한을 피하기 위하여 implicit 하게 다루어지며, 비정상 항에는 1차와 2차 Backward Euler 방정식이 사용된다.

확산항은 element shape function의 미분형태로 각 적분점의 위치에서 구배계수를 계산함으로써 결정된다. 대류항은 upwind, quick 등 몇몇 기법에 의해 평가될 수 있으나, 기본 설정된 기법인 high-resolution 기법을 사용한다. high-resolution 기법은 대류항에 대한 2차 정확도의 upwind biased approach에 기초한 기법이며 Barth와 Jespersen에 의해 기술된 방법과 유사하다.

$$\phi_{ip} = \phi_p + \underline{\beta(\nabla \phi)_{ip}} \Delta \overline{r_{ip}} \quad (2.7)$$

식 (2.8)과 같이 divergence 형태에서 모든 항들에 대해 질량

divergence 항은 표면적분의 형태로 변환된다.

$$m_{ip} = \rho_{ip} u_{j,ip} \Delta n_{j,ip} \quad (2.8)$$

밀도는 다른 대류 항처럼 표준 high resolution 스킴을 적용하여 계산된다.

$$\rho_{ip} = \rho_p + \underline{\beta(\nabla \rho)_{ip}} \Delta \bar{r}_{ip} \quad (2.9)$$

이 upwind biased 평가는 운동량과 에너지 방정식의 다른 대류량과 마찬가지로 유동이 상당히 압축성이어도 안정적이며, 2차의 정확도를 가진다.

Implicit 방법에서 중요한 것은 ρu 의 선형화이다. 먼저 ρu 는 Newton-Raphson 선형화에 의해 확정된다.

$$(\rho u) \approx \rho^n u^0 + \rho^0 u^n - \rho^0 u^0 \quad (2.10)$$

여기서 위첨자 n은 새로운 값 (implicit)을 의미하고 0는 예전 (지연된 값) 시간레벨이다. 이러한 선형화는 전 영역에 걸친 마하수의 신뢰성 있는 수렴을 보장한다.

마지막으로 식 (2.11)과 같이 밀도에 대한 상태방정식은 압력의 항으로 구성된 ρ^n 의 Implicit 표현을 얻기 위하여 차분되며 앞서

제공된 상태방정식에서 미분항 $\frac{\partial \rho}{\partial P}$ 를 계산한다.

$$\rho^n = \rho^0 + \frac{\partial \rho}{\partial P}(P^n - P^0) \quad (2.11)$$

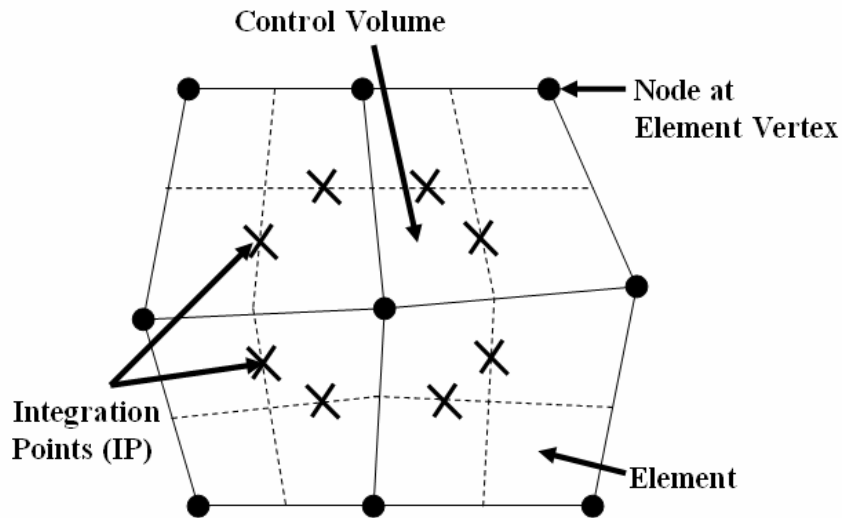


Fig. 2.2.1 Mesh arrangement and terminology for dual mesh

2.2.2.3 난류 모델링

유동해석을 수행할 때 가장 큰 에러의 원인 중의 하나는 난류모델의 부적절한 사용이라 할 수 있으며, 특히, 벽면 근처의 격자생성에 있어 모든 영역에 y^+ 를 일정한 수준으로 유지 한다는 것은 3차원 유동장의 경우 상당히 어려운 작업이다. Wilcox model의 벽근처 방정식에는 부가적인 viscous sub-layer damping 함수가 필요치 않다.

일반적으로 Wilcox model의 단점으로 자유유선에 민감한 결과를 보이는 것을 들 수 있는데 CFX-10에서는 이러한 단점을 보완하여 벽면근처에서는 $k-\omega$ 모델을 사용하고 바깥쪽은 $k-\varepsilon$ 모델을 사용하는 BSL(Baseline Model)과 SST(Shear Stress Transport) 모델을 지원한다. $k-\omega$ 모델의 또 다른 장점은 쉽게 자동처리 벽 처리법 (automatic wall treatment)로 확장이 가능하다는 것이다. 이는 가능한 격자의 y^+ 에 무관하게 해의 정확성을 확보하기 위한 것이다. 표준 viscous sub-layer model들이 벽면 전단응력을 정확히 해석하기 위해 $y^+ \approx 1$ 의 수준을 요구하는 반면 자동벽면처리 기법은 성긴 벽면 격자를 처리 할 수 있는 장점이 있다. 복잡한 형태의 유동장에서 이러한 자동벽면처리 조건은 상당히 유용한 기능이다.

$k-\omega$ SST 모델은 난류전단응력의 수송을 계산하기 때문에 역압력구배에 의해 발생하는 유동박리 크기와 발생 시점을 정확히 예측할 수 있다. Wilcox 모델과 $k-\varepsilon$ 모델의 장점만을 취해 BSL 모델이 개발되었으나, 매끄러운 표면에 발생하는 유동박리 시점 및

크기에 대한 정확한 예측에 실패하였다. 이러한 원인에 대한 상세한 내용은 Menter의 연구결과에 상세히 기술되어 있다. 가장 주된 원인으로서 이전의 난류모델들은 모두 난류전단응력의 수송에 대한 고려를 하지 않았기 때문이며, 그 결과 eddy-viscosity에 대한 과다 예측을 하였다. 수송항은 식 2.12와 같이 eddy-viscosity 형태의 방정식에 대한 제한으로 얻어질 수 있다

$$\nu_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, S F_2)} \quad (2.12)$$

여기서, $\nu_t = \mu_t / \rho$, F_2 =blending function, S =strain rate

Blending function은 난류모델의 성공을 위해 매우 중요한 요소이다. 이 방정식의 형태는 표면과의 가장 가까운 거리와 유동변수를 기반으로 한다.

$$F_1 = \tanh(\arg_1^4) \quad (2.13)$$

$$\arg_1 = \min \left(\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\rho k}{CD_{kw} \sigma_{\omega 2} y^2} \right) \quad (2.14)$$

여기서, y 는 벽면으로부터 가장 가까운 곳까지의 거리를 의미한다. ν 는 동 점성계수이다.

$$CD_{k\omega} = \max\left(2\rho\frac{1}{\sigma_{\omega_2}\omega}\nabla k\nabla\omega, 1.0\times 10^{-10}\right) \quad (2.15)$$

$$F_2 = \tanh(\arg_2^2) \quad (2.16)$$

$$\arg_2 = \max\left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta'\omega y}, \frac{500\nu}{y^2\omega}\right) \quad (2.17)$$

SST 모델이나 BSL 모델은 $k-\varepsilon$ 과 $k-\omega$ 사이의 blending을 위해 벽면과 가장 가까운 거리에 위치한 노드의 거리정보를 필요로 한다. wall scale 방정식은 식 (2.18)과 같은 단순한 형태의 방정식으로부터 구할 수 있다.

$$\nabla^2\phi = -1 \quad (2.18)$$

여기서, ϕ 는 wall scale 값을 의미한다. 벽면거리는 식 (2.19)에 의해 wall scale로부터 계산되어진다.

$$\text{Wall distance} = \sqrt{(|\nabla\phi|^2 + 2\phi) - |\nabla\phi|} \quad (2.19)$$

2.2.3 계산조건

본 수치해석에서는 10°(단힘)부터 90°(열림)까지 10°간격으로 밸브 시트 각도를 변화시키며 모든 각도에서 계산을 수행하였다.

여기에 버터플라이 밸브의 경우 직경 80mm 배관을 통해 25°C 물을 작동유체로 사용하였다. Fig 2.2.2와 같이 생성된 격자 구조를 보면 밸브 입구 유속은 개도에 따라 실험에서 얻어진 값인 0.5 ~ 3.6m/s로 변화시켜 입구 경계면에 대한 속도조건으로 적용하였다. 밸브 하류측 측정 게이지 압력은 0 bar이며, 이를 출구 경계면에 대한 압력조건으로 static pressure를 경계조건으로 적용하였다. 벽면 경계조건은 no-slip으로 처리하였다.

TABLE 2.2와 같이 계산조건은 CFD 해석에 적용될 난류모델로서 밸브시트를 통과하는 작동유체의 복잡한 3차원 유동현상을 정확히 해석하기 위해 $k-\omega$ SST 모델을 적용하였고 이를 위해 경계층 영역에 대한 해석격자의 공간해상도를 높게 확보할 필요가 있으며, 통상 y^+ 값을 기준으로 10이하의 공간해상도를 확보하였다.

밸브 손실 수두는 밸브 상류측에서 유입되는 작동유체의 속도 프로파일 형태와 난류강도 값의 변화에 따라 영향을 받는다. 따라서 입구 속도 프로파일의 형태와 난류강도 값의 정확한 실험값이 필요하나, 본 연구에서는 실험데이터의 부재로 완전 발달 유동을 형성하기 위해 밸브 디스크로부터 충분한 거리를 두고 입구 경계를 형성하였으므로 난류강도는 5%로 설정하였다.

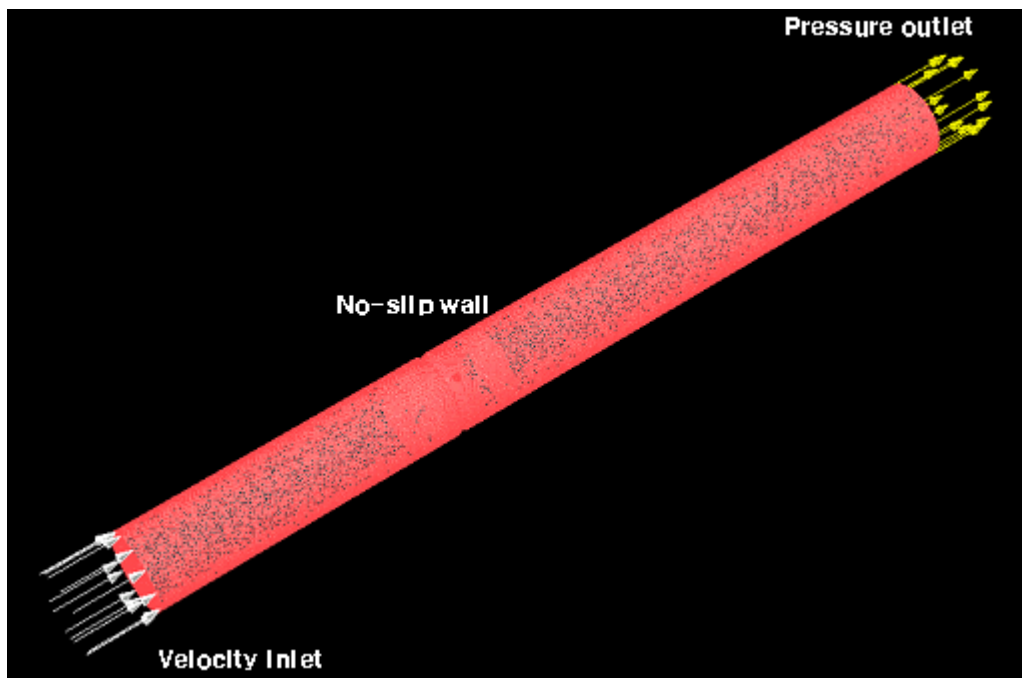


Fig. 2.2.2 Boundary conditions on grid

Table 2.2 Simulation conditions

Angle (°)	Inlet vel. (m/s)	Outlet static pressure(bar)	Working Fluid	Temp (°C)
10	0.5	0	Water	25
20	1.2	0	Water	25
30	1.8	0	Water	25
40	2.3	0	Water	25
50	2.8	0	Water	25
60	3.2	0	Water	25
70	3.5	0	Water	25
80	3.6	0	Water	25
90	3.6	0	Water	25

2.2.4 계산격자

현재까지 잘 알려진 대로 CFD 해석에 있어 계산격자의 중요성은 해석결과의 신뢰성 및 해의 수렴성에 직접적인 영향을 미치고 있다. 그렇다고 해서 조밀한 격자의 보장은 계산시간과 처리시간의 증가로 경제성이 떨어진다.

계산격자의 생성은 적용 난류모델의 특성에 따라 원활한 수렴 및 신뢰성 있는 결과를 확보하기 위해 y^+ , 경계층 격자 밀집도, 격자 형태, aspect ratio 등을 신중히 고려해야만 한다. 따라서 우수한 품질의 계산격자의 확보가 CFD에서 첫 번째 필수적인 요소라 할 수 있다. 그러나 단일 CPU에 의한 계산환경에서는 하드웨어 성능의 제한에 의한 충분한 격자 공간해상도를 확보하기가 상당히 까다롭다.

본 연구에서는 우수한 계산격자의 확보를 위해 격자 전용생성 툴인 ICEM-CFD 10을 사용하여 격자생성을 수행하였다. 밸브시트의 복잡한 형상을 정확히 반영하는 우수한 품질의 계산격자를 효율적으로 생성하기 위해 Fig. 2.2.3과 같이 Tetra-Prism 타입의 격자요소를 사용하였으며, 밸브 도메인의 전체 격자수는 모든 개도의 범위에서 약 400,000 노드로 하였다.

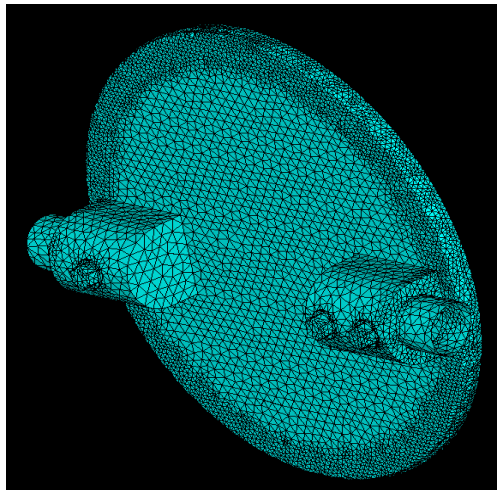
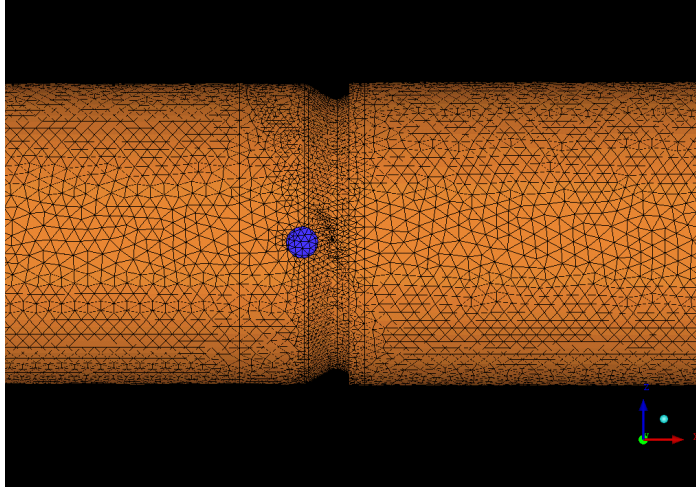


Fig. 2.2.3 Grid distribution on valve disc(tetra-prism)

2.3 밸브의 압력손실계수와 유량계수

밸브의 압력손실계수는 밸브의 유동특성과 효율을 나타내는 가장 기본적인 계수이며 압력과 유량의 관계 및 캐비테이션의 발생 유무를 검토하는데도 사용된다.

밸브 압력손실계수의 산정을 위해 식 2.20을 사용하였다.

$$Kv = \frac{\Delta P}{\frac{\gamma V^2}{2g}} \quad (2.20)$$

유량계수는 버터플라이 밸브 유수 메이커인 일본 TOYO사에서 적용하는 formula를 사용하였으며 식은 2.21과 같이 제시된다^[51].

$$Q = 2.735 Cv \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}} \quad (2.21)$$

따라서 유량계수의 산정을 위해 식 2.22로 정리하였으며, 밸브 개도각의 변화에 따른 유량계수는 백분율로 도시하였다.

$$Cv = 0.366 \frac{Q}{\sqrt{\frac{\Delta P}{\rho}}} \quad (2.22)$$

2.4 축소모델실험과 수치해석 결과의 비교 및 검증

2.4.1 축소모델실험의 가시화 유동장 해석

Fig. 2.3.1(a)~(e)는 실험장치 순환수에 PIV용 입자를 넣지 않고 레이저 조명만으로 밸브 후방을 8mm 디지털 카메라(SONY)로 촬영한 순간 영상이다. 밸브 개도를 조정함에 따라서 밸브통과 유량의 변화로 압력차이가 발생하며, 상온 조건에서의 포화증기압 이하 압력에서 캐비테이션이 발생한다. 밸브 개도각이 작은 10° 의 경우는 밸브저항이 커서 통과유량이 작고 따라서 압력강하가 크며 약간의 캐비테이션 기포가 발생한다. 그러나 30° 를 넘어서 50° 전후까지는 캐비테이션 발생에 의한 기포형성이 매우 증가하고 동반하는 소음도 매우 커진다. 또한 밸브 노즐측 벽면과 밸브 직후방에서 기포의 합체에 의한 커다란 기포 입자가 레이저 조명에 의하여 크게 관찰된다. 이와 같은 밸브 후방에서의 캐비테이션 기포발생은 밸브디스크에 접촉하여 붕괴하여 직접적인 침식(erosion)을 초래하거나 배관 벽면에서 붕괴하는 기포들은 격심한 캐비테이션 침식을 발생시킬 수 있다. 70° 이상이 되면 유량이 커지나 노즐부의 단면적이 커져서 이곳에서의 유속증가가 둔화되어 심한 캐비테이션 기포는 발생하지 않는다. 90° 전개가 되면 캐비테이션 기포발생은 현저하게 줄어들고 익형 구조의 밸브 디스크 후류영역에서 Karman 보텍스의 주기적인 방출현상이 관찰된다.

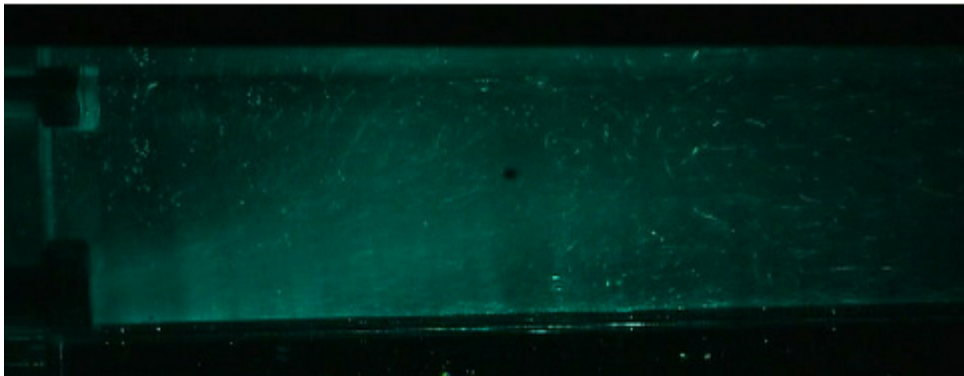
Fig. 2.3.2(a)~(i)는 본 실험에서 버터플라이 밸브의 개도에 따라서 고해상도를 가지는 디지털고속도카메라(Photron FASTCAM,

1,000fps at full frame)로 촬영하여 획득한 순간원시영상이다. 이러한 영상들은 밸브의 채널의 아래에서 측정하여 얻었다.

그림 2.3.3(a)~(e)는 각 밸브 개도(10도, 30도, 50도, 70도, 90도)에 대하여 순간속도벡터를 나타낸 그림이다. 어느 경우에도 밸브 후방에서의 복잡한 비정상 난류유동이 발생하는 것을 정량적으로 관찰 할 수 있다.

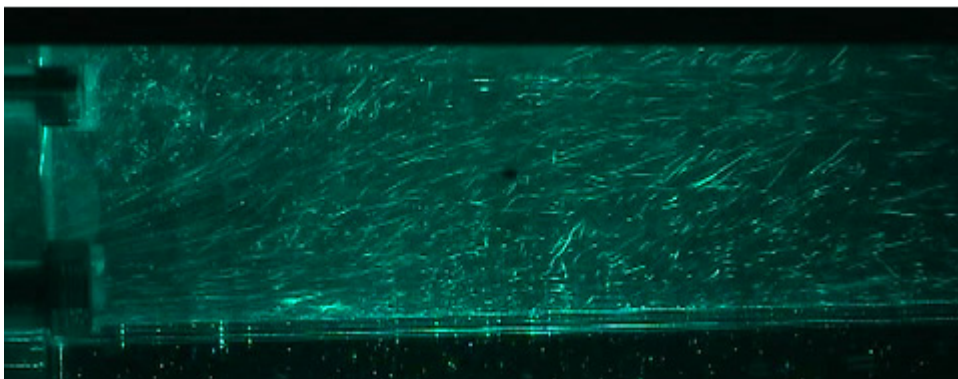


(a) 10°

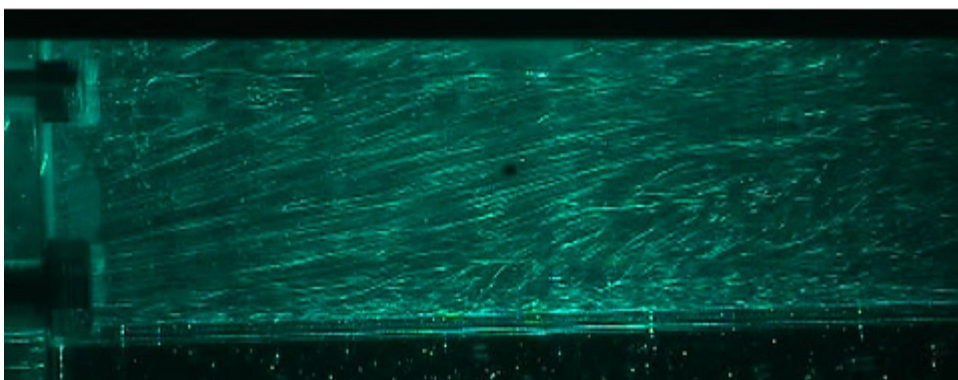


(b) 30°

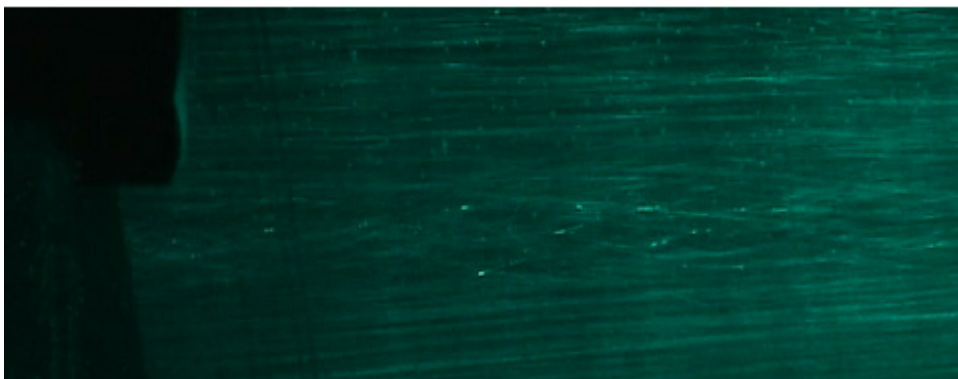
Fig. 2.3.1 Original images at various opening angles (continued)



(c) 50°

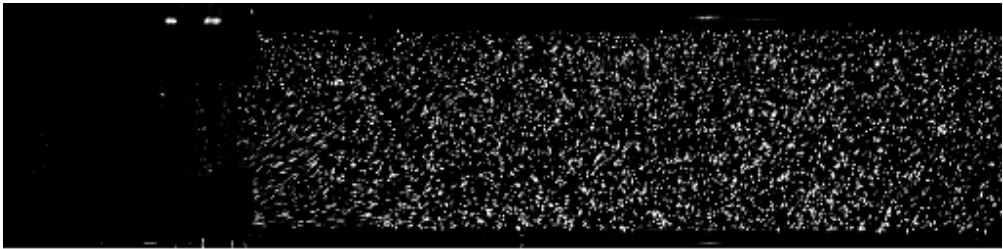


(d) 70°



(e) 90°

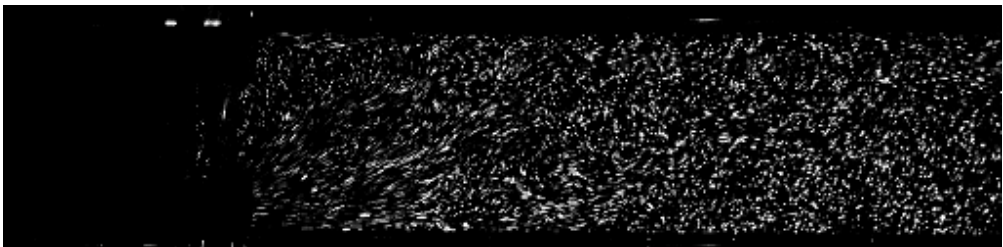
Fig. 2.3.1 Original images at various opening angles



(a) 10°

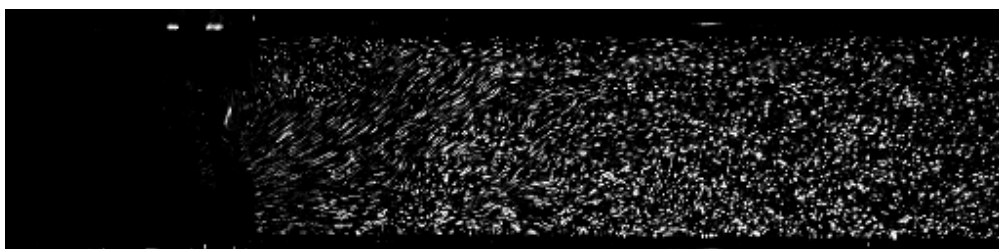


(b) 20°

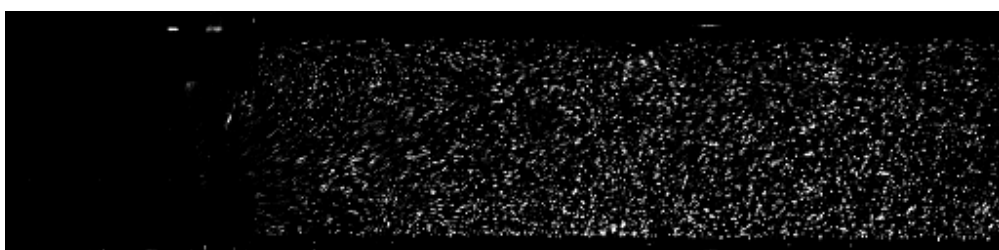


(c) 30°

Fig. 2.3.2 Raw images of visualization for various opening angles
(continued)



(d) 40°

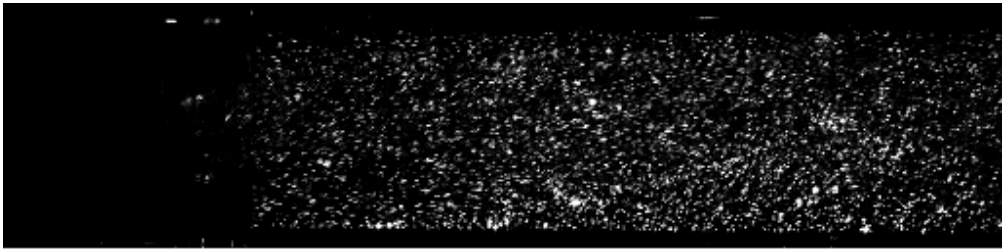


(e) 50°

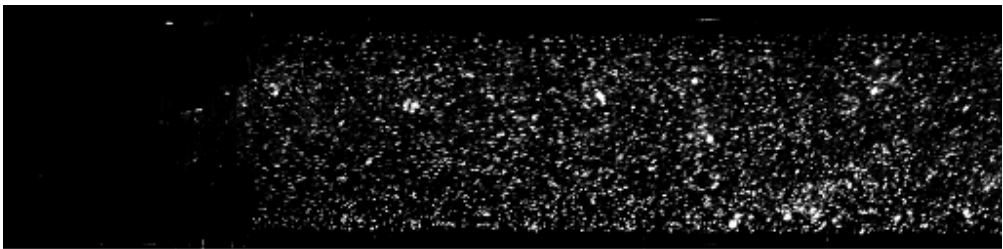


(f) 60°

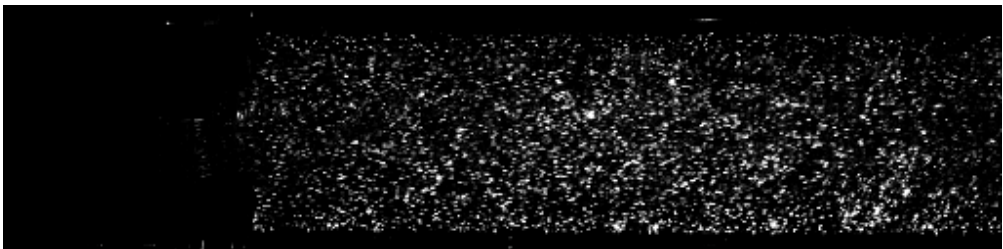
Fig. 2.3.2 Raw images of visualization for various opening angles
(continued)



(g) 70°

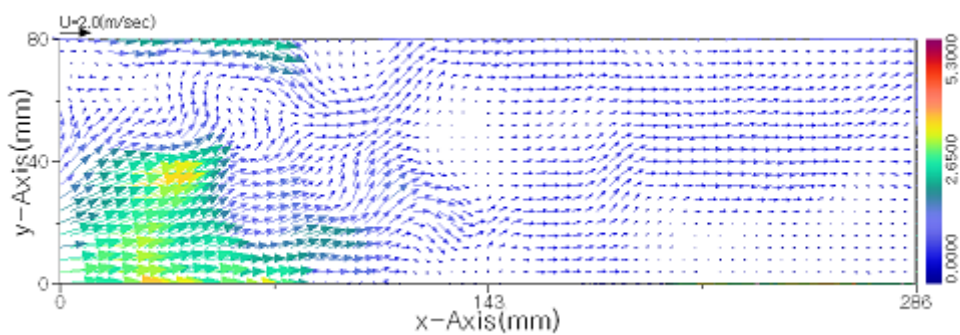


(h) 80°

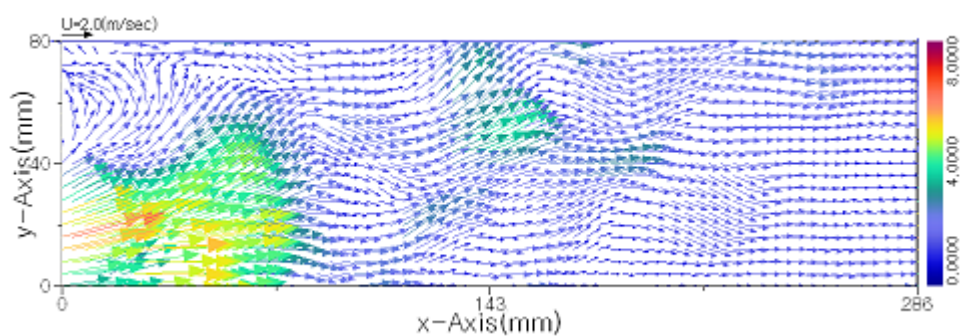


(i) 90°

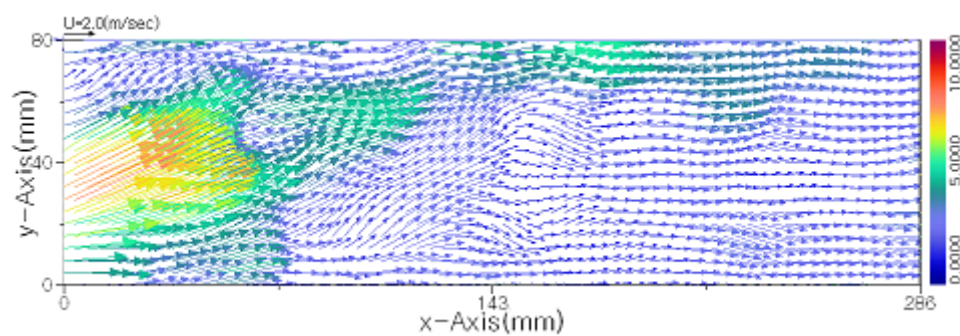
Fig. 2.3.2 Raw images of visualization for various opening angles



(a) 10°

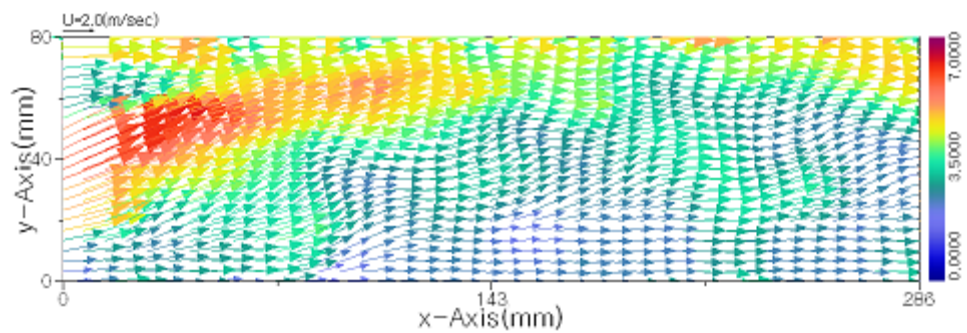


(b) 30°

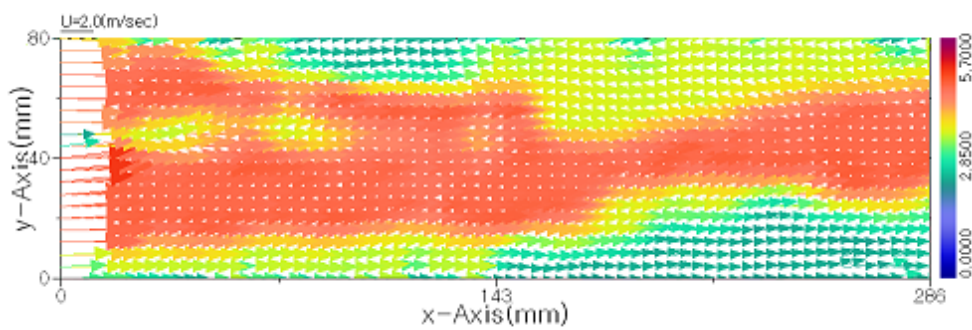


(c) 50°

Fig. 2.3.3 Instantaneous velocity vectors at various opening angles
(continued)



(d) 70°



(e) 90°

Fig. 2.3.3 Instantaneous velocity vectors at various opening angles

2.4.2 축소모델실험과 수치해석 결과의 비교

Fig. 2.3.4(a)~(j)과 Fig. 2.3.5(a)~(j)는 버터플라이 밸브 개도각 10°, 30°, 50°, 70°, 90°에서 시간평균 속도벡터, 운동에너지를 나타내고 있으며 위 그림은 PIV 결과이고 아래 그림은 CFD 결과이다.

10°에서 밸브 디스크에 의해 배관의 유로가 거의 차단되어 작동 유체가 급격히 하류로 방출되는 급격한 흐름을 알 수 있다.

30°에서 70°까지는 밸브 디스크가 열림에 따라 밸브 후방으로 발달하는 흐름이 다시 밸브 후면에 재부착되어 국소 재순환 영역을 발생시키고 있다.

90°에서 밸브 디스크에서는 재순환이 발생하지 않으나 관로와 디스크 끝단에서 재순환이 여전히 존재하며, 밸브 디스크를 따라 흐름이 비교적 균일하게 형성되어 원활한 유동을 보여주고 있다.

시간평균 속도벡터와 운동에너지는 밸브의 열림 각도 어느 경우에나 밸브 후방에서의 복잡한 비정상 난류유동이 발생하는 것을 관찰 할 수 있으며, PIV 실험과 CFD 해석 결과를 상호 비교하여 보면 밸브의 개도각 변화에 따라 유동특성이 정성적으로 일치하고 있음을 알 수 있다.

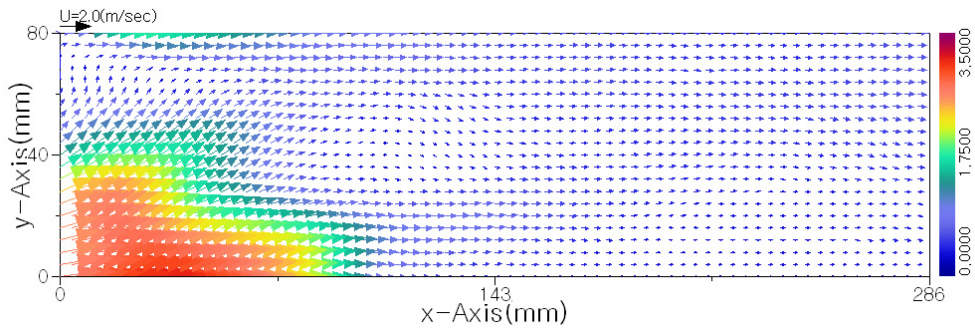
Fig. 2.3.6(a)~(i) 버터플라이 밸브 디스크를 중심으로 상류와 하류의 압력분포를 나타내고 있다. PIV 실험과 CFD 해석 모두 밸브 디스크 전후의 차압이 크게 나타나지만 후류로 진행할수록 압력이 안정되는 동일한 경향을 보여 주고 있다.

Fig. 2.3.8은 유량계수를 비교한 그래프이다. 밸브 개도 변화에 따른 유량변화는 10°에서는 일치하며, 60°까지는 선형적으로 점차 증

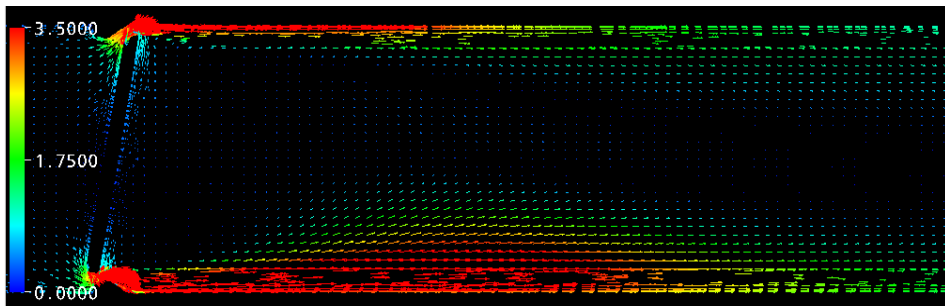
가하다가 그 이후부터 유량의 증가가 완만하게 나타났다. Fig. 2.3.9은 밸브의 손실계수를 비교한 그래프이다. 개도각 10° 에서 손실계수 값이 크게 나타났으며, 20° 이후 급격히 감소하여 60° 이후는 PIV 실험과 CFD 해석의 값이 일치하게 나타나, 밸브 개도에 따른 밸브 손실계수가 정량적으로 일치하고 있음을 알 수 있다. 유량계수와 밸브 손실계수 모두 전형적인 버터플라이 밸브의 패턴을 보여 주었다.

따라서 작동유체 물을 사용한 버터플라이 밸브 유동장의 PIV 실험과 CFD 해석 결과는 유동특성이 일치함을 보였다.

2.4.2.1 속도 벡터에 의한 유동특성 비교

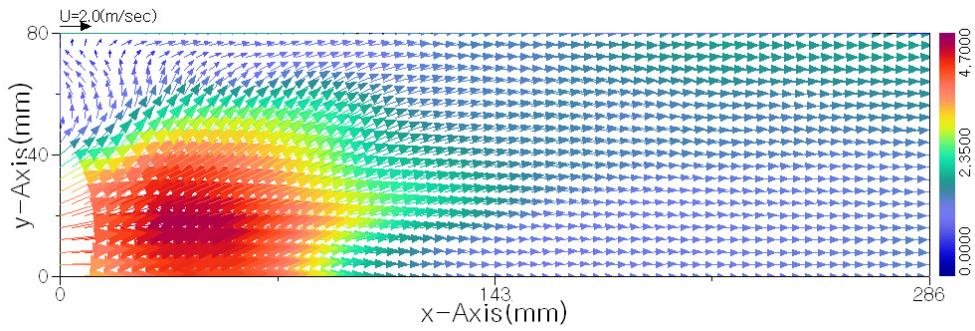


(a) 10°, PIV

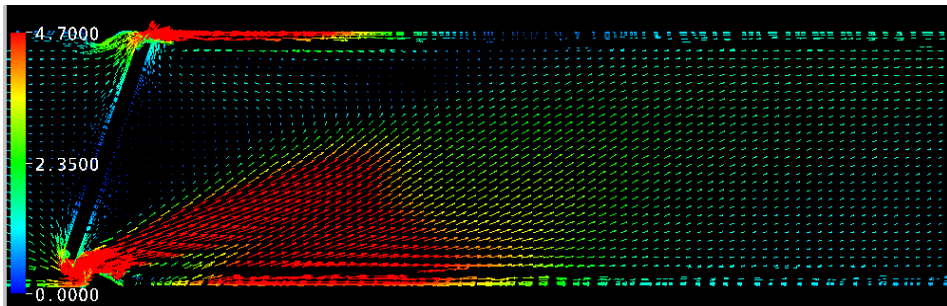


(b) 10°, CFD

Fig. 2.3.4 Time-averaged velocity vectors
at various opening angles (continued)



(c) 30°, PIV



(d) 30°, CFD

Fig. 2.3.4 Time-averaged velocity vectors
at various opening angles (continued)

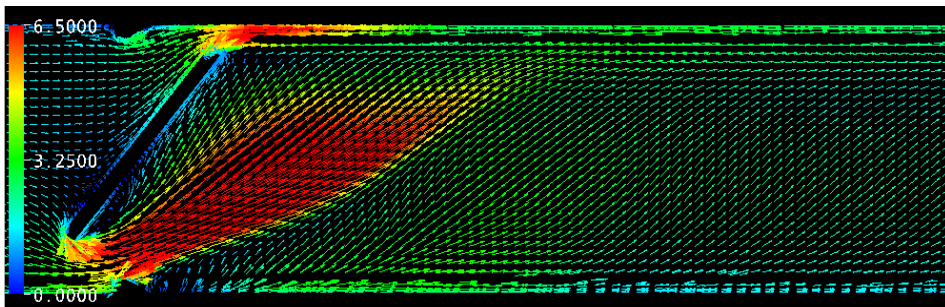
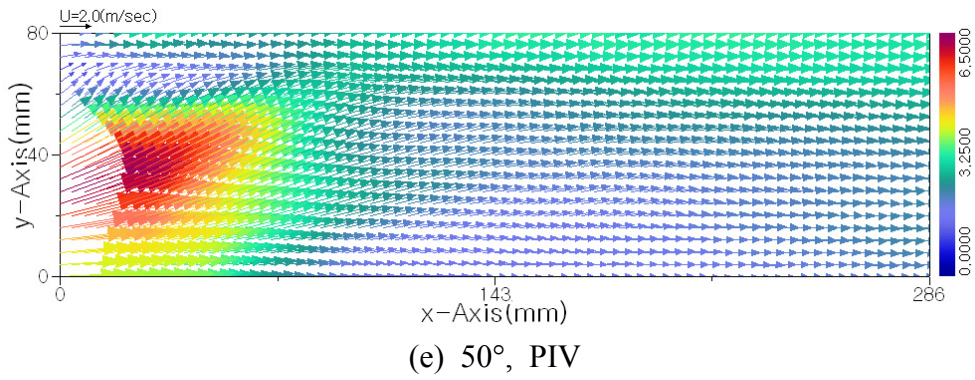
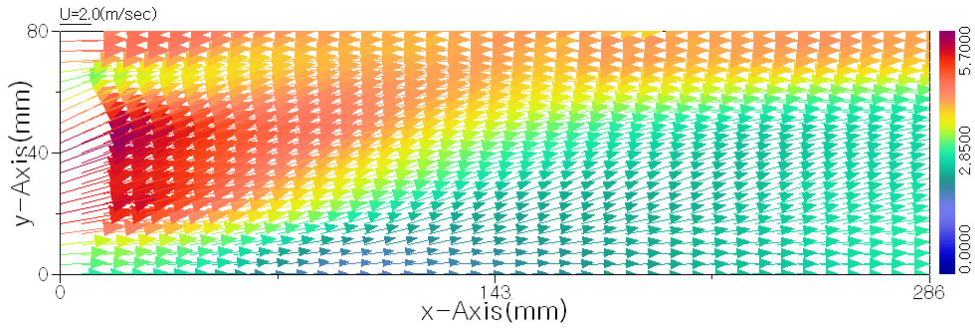
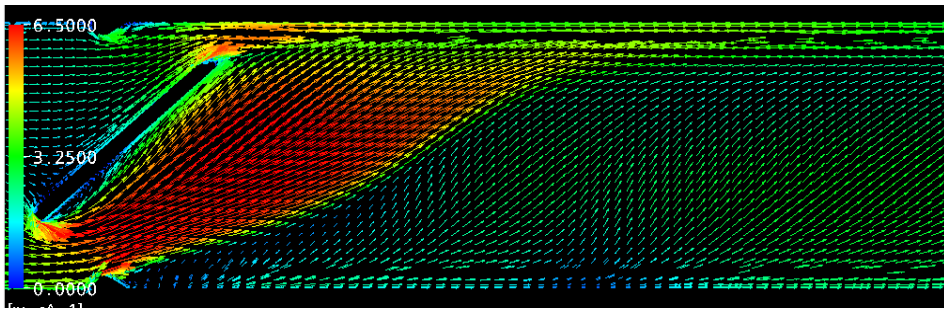


Fig. 2.3.4 Time-averaged velocity vectors
at various opening angles (continued)

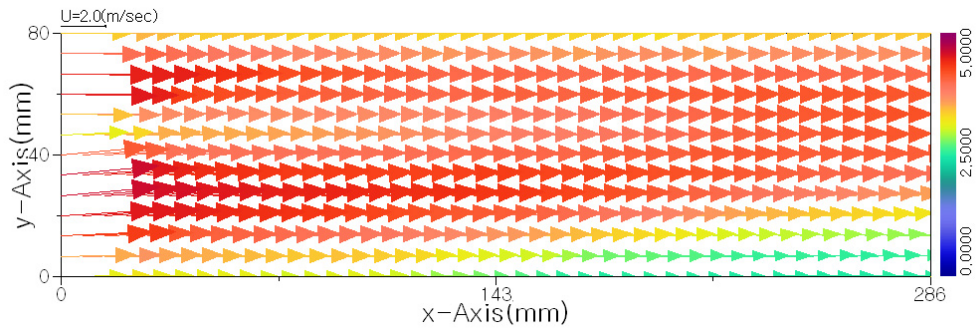


(g) 70°, PIV

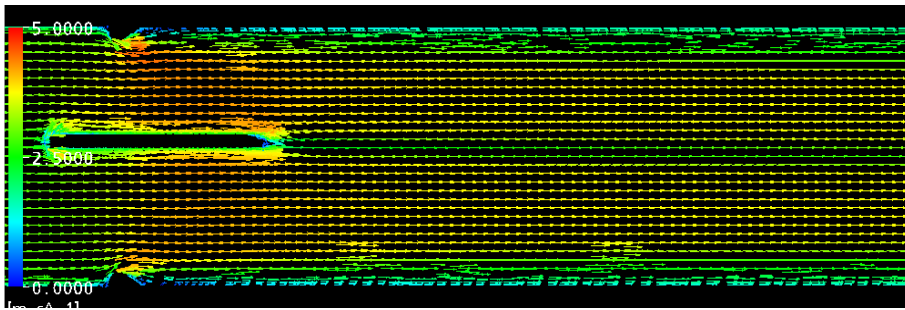


(h) 70°, CFD

Fig. 2.3.4 Time-averaged velocity vectors
at various opening angles (continued)



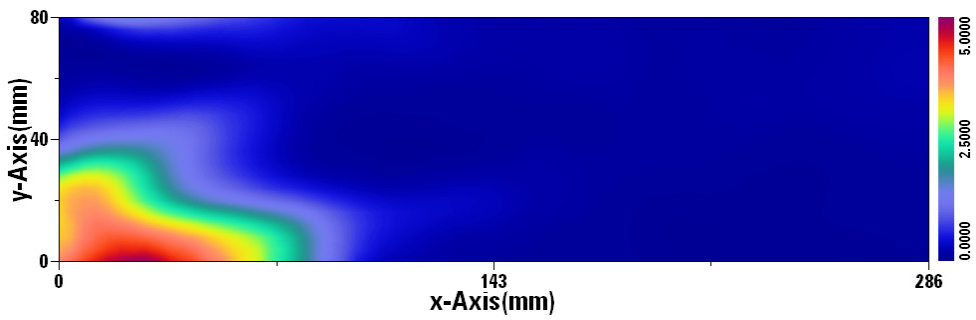
(i) 90°, PIV



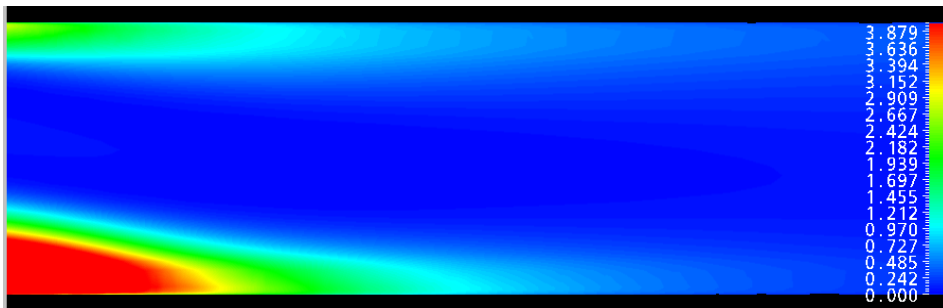
(j) 90°, CFD

Fig. 2.3.4 Time-averaged velocity vectors
at various opening angles

2.4.2.2 운동에너지에 의한 유동특성 비교

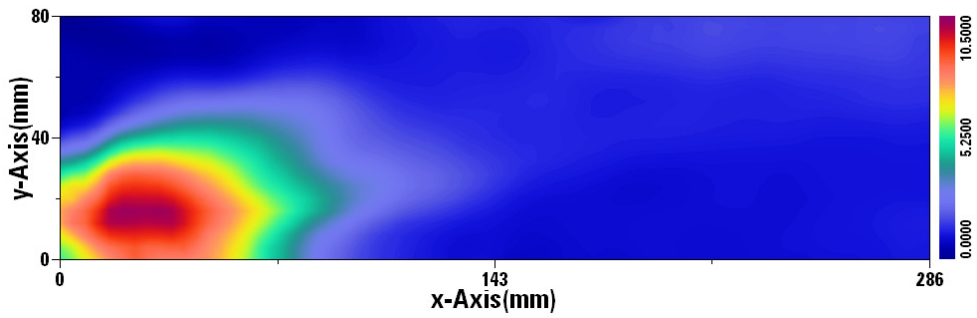


(a) 10°, PIV

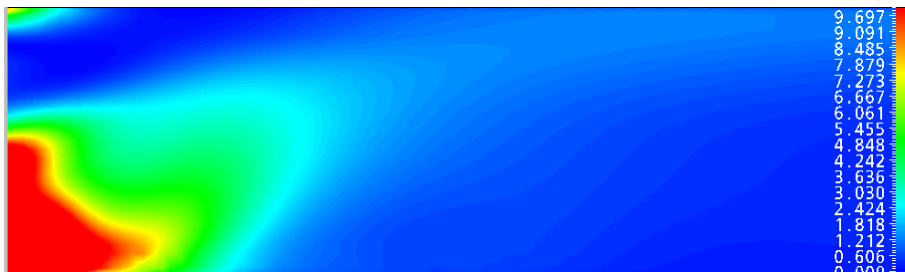


(b) 10°, CFD

Fig. 2.3.5 Kinetic energy contours at various opening angles
(continued)

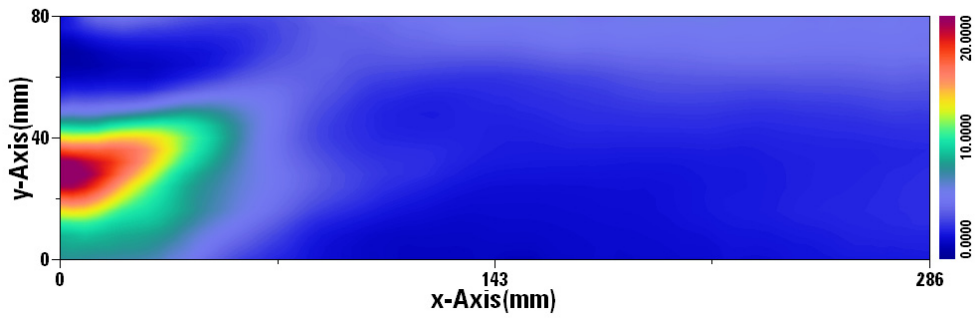


(c) 30°, PIV

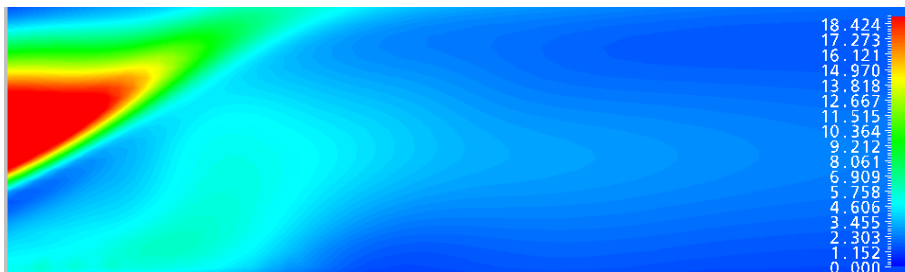


(d) 30, CFD

Fig. 2.3.5 Kinetic energy contours at various opening angles
(continued)

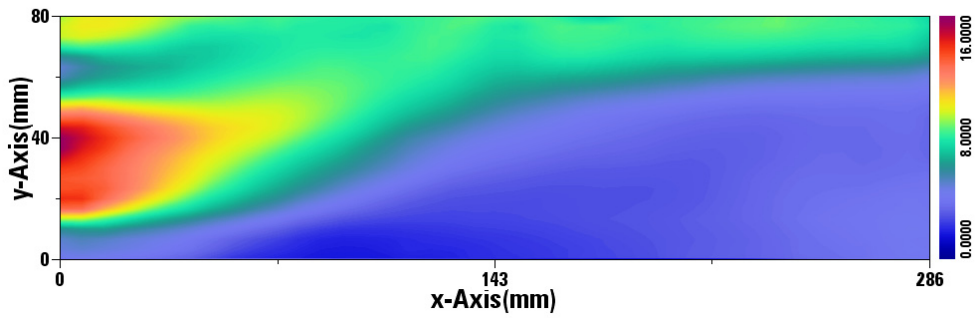


(e) 50°, PIV

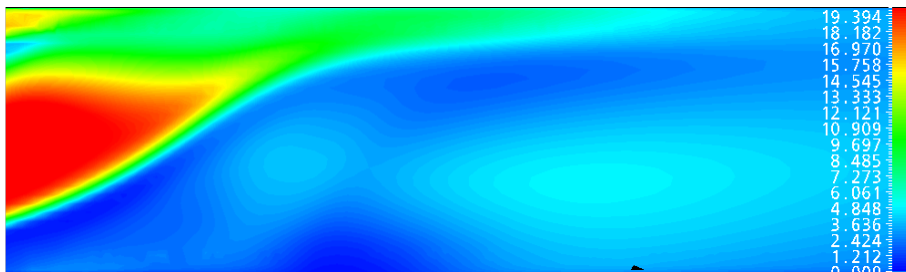


(f) 50°, CFD

Fig. 2.3.5 Kinetic energy contours at various opening angles
(continued)

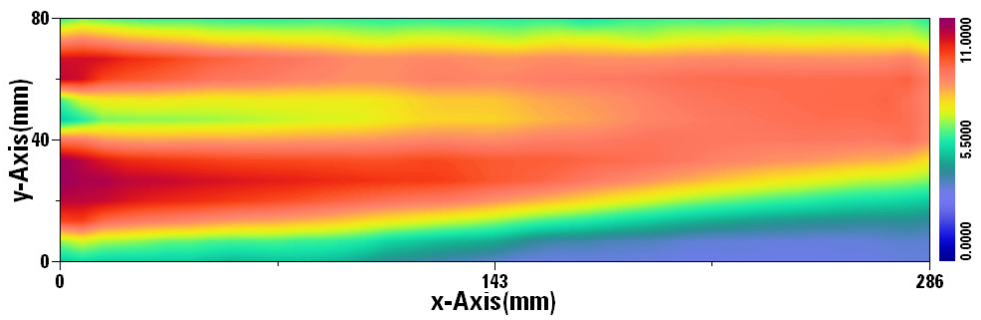


(g) 70°, PIV

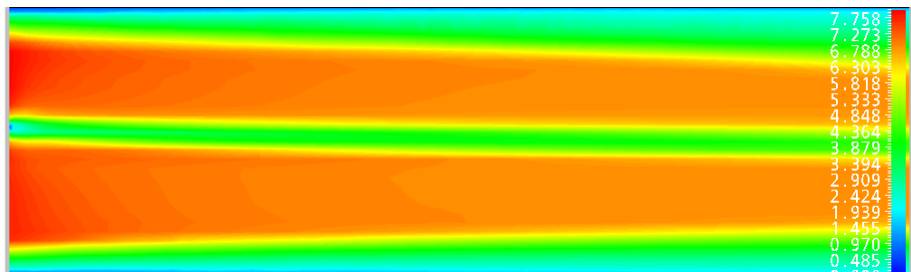


(h) 70°, CFD

Fig. 2.3.5 Kinetic energy contours at various opening angles
(continued)



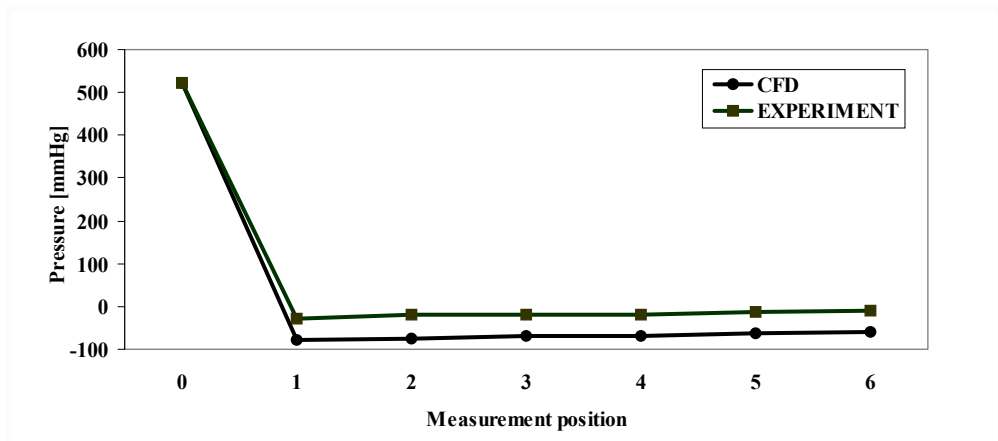
(i) 90°, PIV



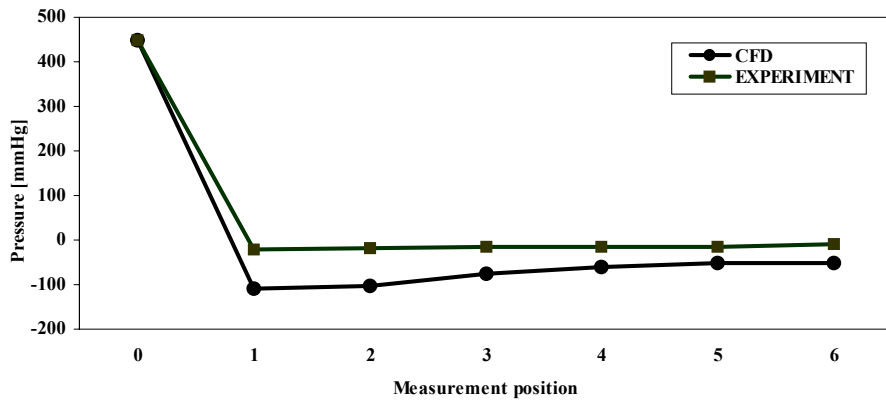
(j) 90°, CFD

Fig. 2.3.5 Kinetic energy contours at various opening angles

2.4.2.3 밸브 후방에서의 압력변화 비교

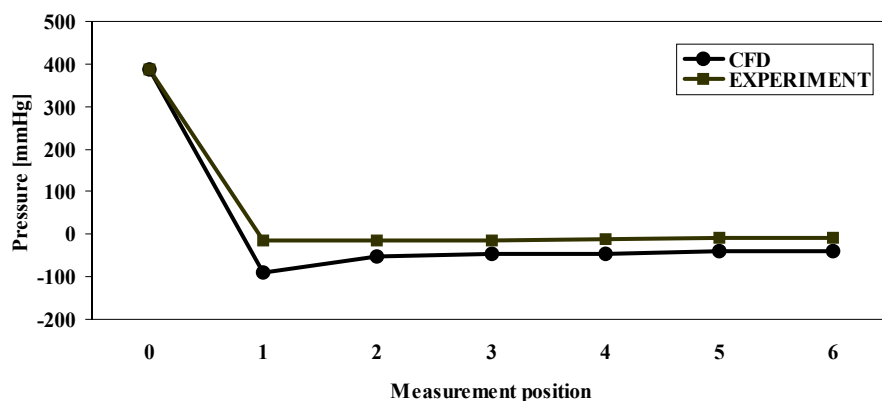


(a) 10°

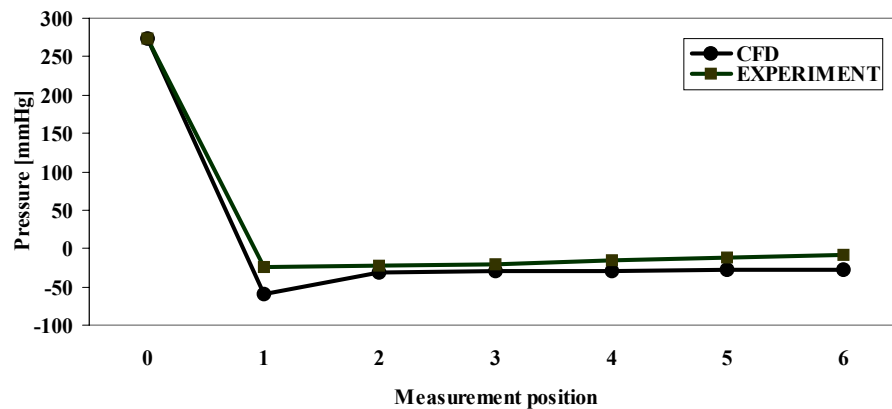


(b) 20°

Fig. 2.3.6 Pressure distributions at various opening angles
(continued)

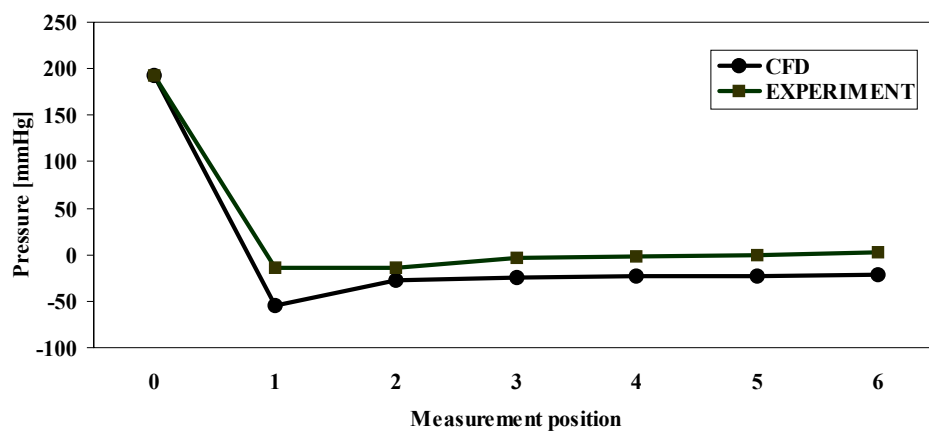


(c) 30°

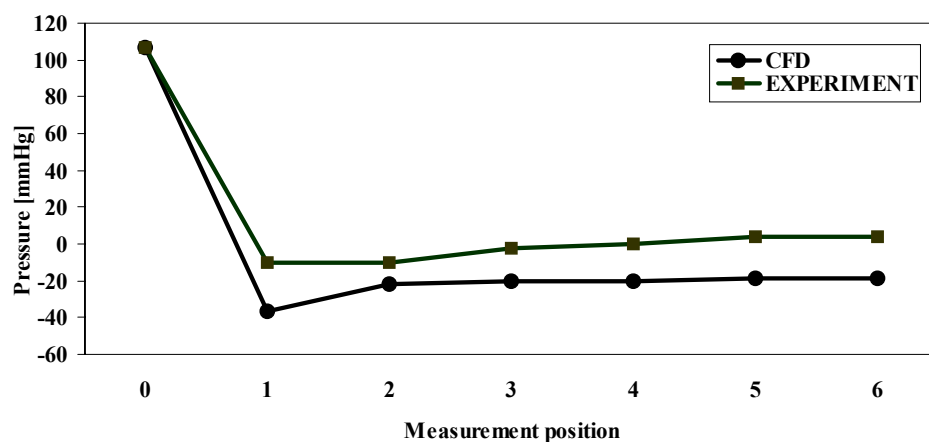


(d) 40°

Fig. 2.3.6 Pressure distributions at various opening angles
(continued)

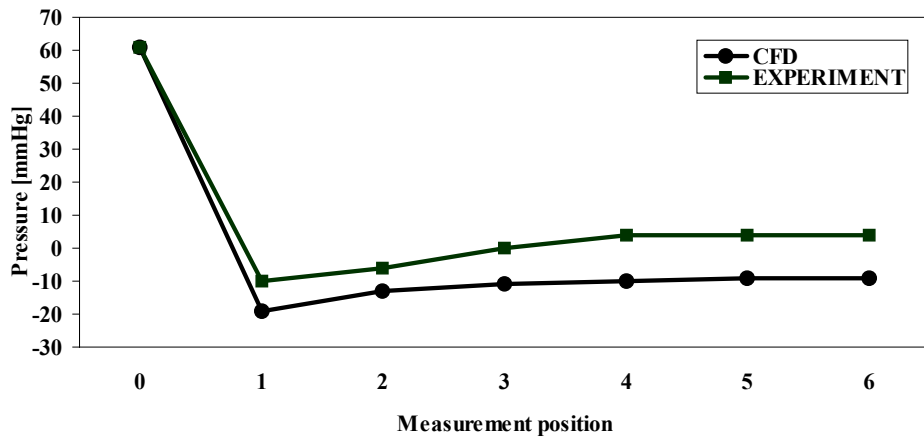


(e) 50°

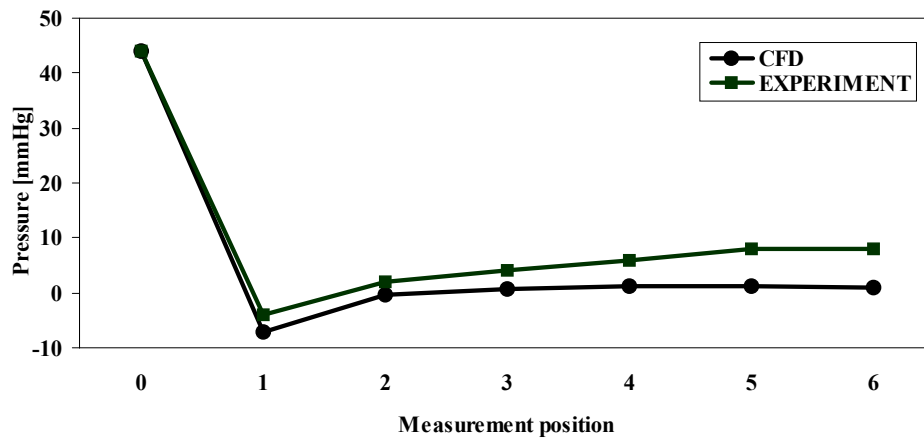


(f) 60°

Fig. 2.3.6 Pressure distributions at various opening angles
(continued)

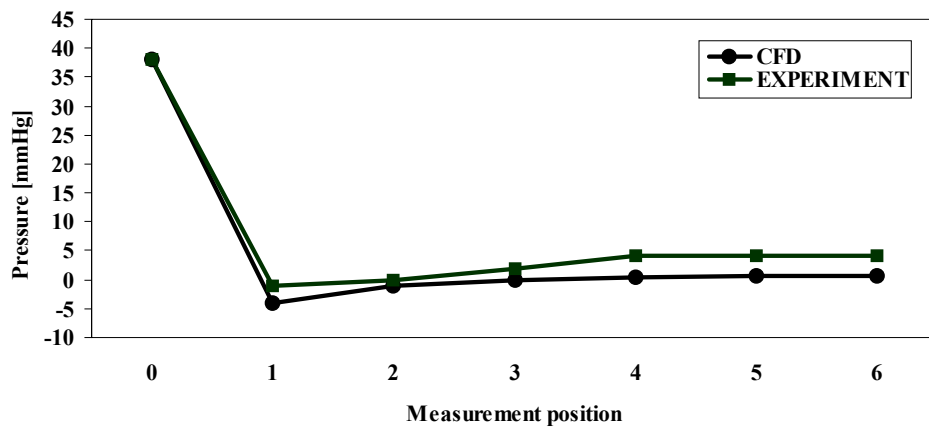


(g) 70°



(h) 80°

Fig. 2.3.6 Pressure distributions at various opening angles
(continued)



(i) 90°

Fig. 2.3.6 Pressure distributions at various opening angles

2.4.2.4 유량계수 및 밸브손실계수 비교

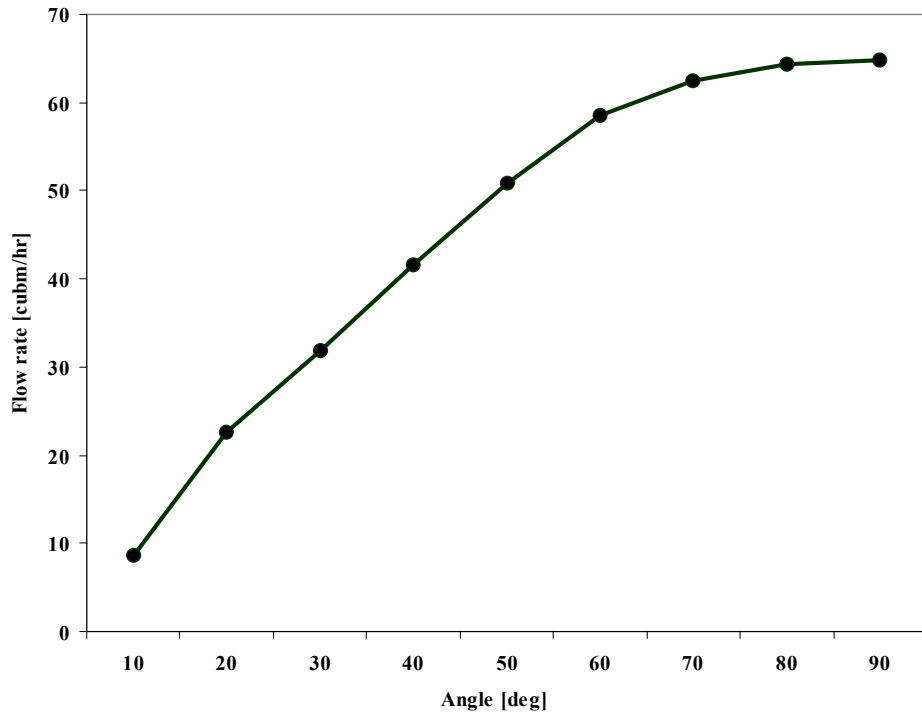


Fig. 2.3.7 Flow rate at various opening angles

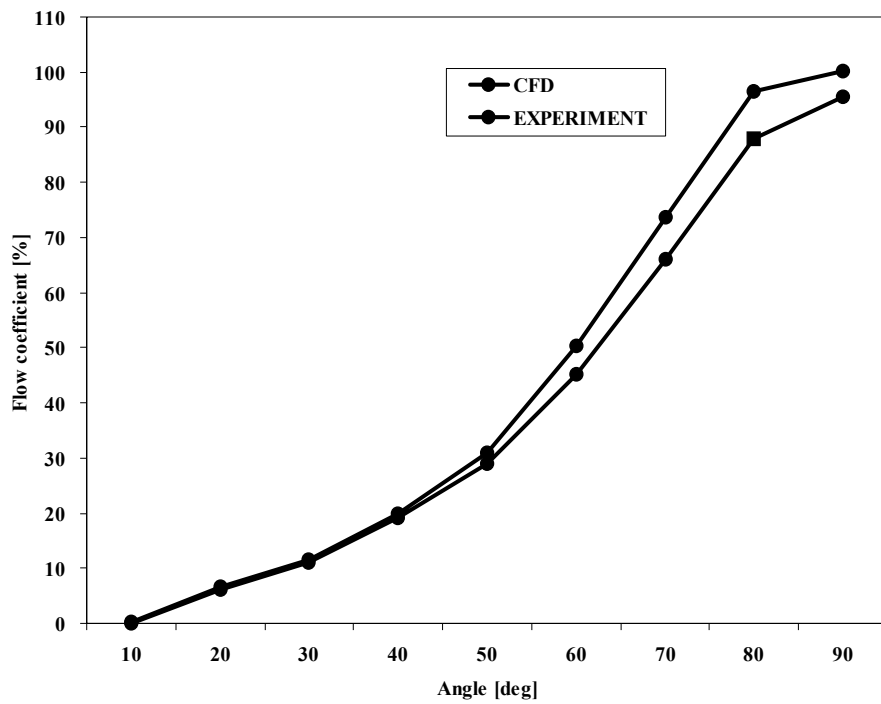


Fig. 2.3.8 Flow coefficient at various opening angles

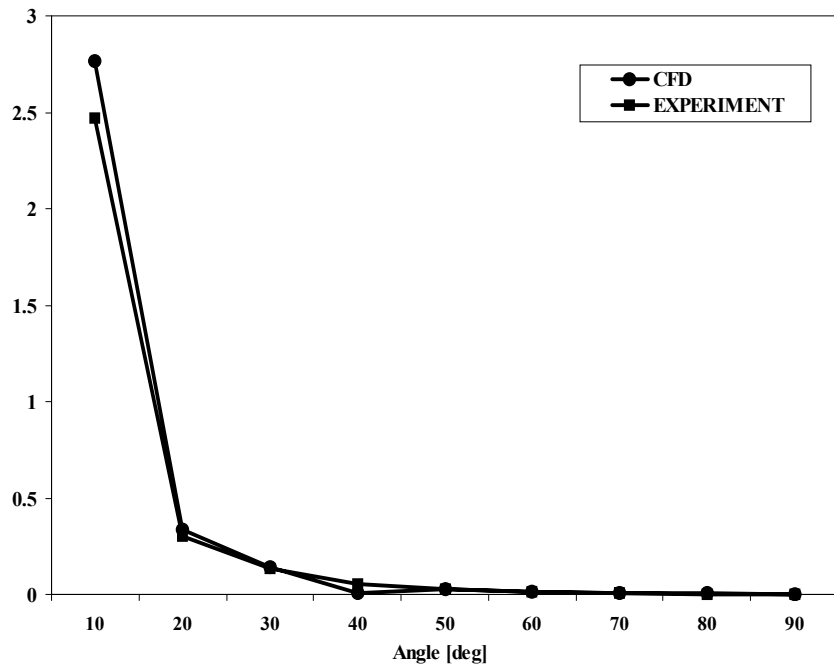


Fig. 2.3.9 Valve loss coefficient at various opening angles

제 3 장 LNG수송용 버터플라이밸브의 수치해석 결과 및 고찰

3.1 버터플라이 밸브 형상정의

본 연구에서 사용된 버터플라이 밸브 형상은 실제 LNG 이송용 버터플라이 밸브로 사용되고 있는 모델을 채택하였으며, Fig. 3.1에 나타내었다. 수치해석 조건으로써 밸브 디스크의 개도를 10° 에서 90° 까지 10° 간격으로 변화시켰으며, Fig. 3.2에 밸브 개도각에 대한 정의를 나타내었다. 밸브는 개도각 90° 의 경우에서 완전히 개방되는 조건을 갖는다. 배관 직경은 400mm이며, 밸브시트 상류측 배관길이는 밸브시트로 유입되는 작동유체의 완전발달 조건을 충분히 만족하는 거리가 되도록 하였다. 밸브시트 하류측 배관길이는 밸브시트를 통과하며 교란된 유동장이 충분히 안정될 수 있을 만큼의 거리를 충분히 확보하였으며, 통상 입구 경계까지의 거리는 밸브시트 직경의 5배, 출구 경계까지의 거리는 직경의 10배를 확보하였다.

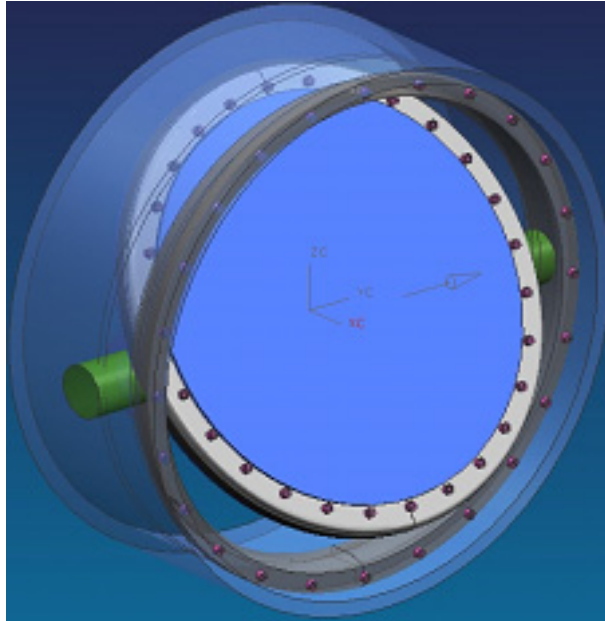
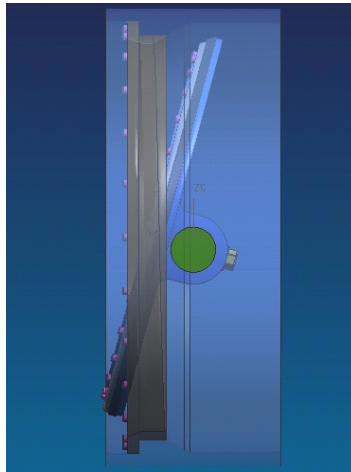
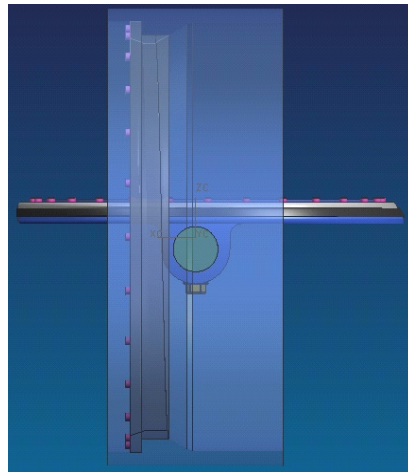


Fig. 3.1 Configuration of the butterfly valve



10°



90°

Fig. 3.2 Definition of opening angles

3.2 계산조건

본 연구에서는 10°(닫힘)부터 90°(열림)까지 10°간격으로 밸브 시트 각도를 변화시키며 모든 각도에서 해석을 수행하였다.

Table 3.1과 같이 본 해석의 경계조건을 보면 다음과 같다.

본 연구에 적용된 밸브의 경우 직경 400mm 배관을 통해 1,700 m^3/hr 의 LNG를 이송하므로 밸브 입구 유속은 밸브 개도가 90°(완전열림)인 경우 4m/s이다. LNG 이송 배관망 내에 설치된 버터플라이 밸브 하류측 측정 게이지 압력은 4.2 bar이며, 이를 출구 경계면에 대한 압력조건으로 적용하였다. 밸브 상류 입구 경계조건으로써 균일속도 유입조건을 사용하였으며, 출구 경계조건으로써 static pressure 조건을 부여하였다. 밸브시트로부터 입구까지의 거리는 밸브시트 직경의 5배, 밸브시트 후방으로 10배의 거리를 확보하였으며, 벽면 경계조건은 no-slip으로 처리되었으며, 난류강도는 5%로 설정하였다.

LNG는 산지별로 조성이 다르며 연소특성 및 물리적 성질에 차이가 있다. 일례로 알래스카 산의 경우 메탄 99.8%, 에탄 0.1%, 질소 0.1%로 구성된다. 본 연구에서는 알래스카산 LNG를 작동유체로 가정하고 조성의 99.8%를 차지하는 liquid methane(CH_4)을 적용하였다. 작동유체의 온도는 -162°이며, 캐비테이션 해석을 위해 Rayleigh plesset model을 적용하였으며, Multiphase model (homogeneous)을 사용하였다. liquid methane의 포화증기압, P_s 는 101,300 Pa로 설정하였다.

일반적으로 $k-\varepsilon$ 모델은 유동박리 현상이 지배적인 유동장의 예측에 있어 해석결과의 정도가 낮다고 평가되고 있으므로, 벨브시트 후방으로 발생하는 복잡한 3차원 유동현상을 파악하기 위한 적용 난류모델로서 적합하지 않다. 따라서 본 연구에서는 $k-\omega$ SST 난류모델 (Menter, 1993)을 적용하였다.

$k-\omega$ SST 난류모델에 의한 정확한 계산결과를 얻기 위해 모든 벽면 경계로부터 첫 번째 지점 격자까지 거리의 척도인 y^+ 는 10 이하로 제한하였다.

Table 3.2에 LNG의 조성을 나타내었으며, Table 3.3에 본 연구에서 적용된 작동유체인 liquid methane의 물성치에 대해 정리하였다.

계산은 단일 CPU (Pentium4 3.2GHz)로 수행되었으며, 2GB RAM을 사용하였다. 모든 계산은 100회 반복계산 이전에 수렴이 되었으며, 수렴 판단 조건은 10^{-5} 이다. 단일 케이스에 대한 계산 수행시간은 최적화 된 상태에서부터 대략 5~7 시간 정도 소요되었다.

Table 3.1 Simulation Conditions

Angle (°)	Inlet vel. (m/s)	Outlet static pressure(bar)	Working fluid	Temp (°C)	Saturation pressure(Pa)
10	4	4.2	CH ₄	-162	101,300
20	4	4.2	CH ₄	-162	101,300
30	4	4.2	CH ₄	-162	101,300
40	4	4.2	CH ₄	-162	101,300
50	4	4.2	CH ₄	-162	101,300
60	4	4.2	CH ₄	-162	101,300
70	4	4.2	CH ₄	-162	101,300
80	4	4.2	CH ₄	-162	101,300
90	4	4.2	CH ₄	-162	101,300

Table 3.2 Components of LNG

Component(Vol %)	Borneo	Alaska
Methane	88.1	99.8
Ethane	5.0	0.1
Propane	4.9	–
Butane	1.8	–
Pentane	0.1	–
Nitrogen	0.1	0.1
Liquid Density(g/l)	465	415
Boiling Point (°C, 1atm)	–160	–162

Table 3.3 Properties of the Methane(CH_4)

Molecular Weight	16.043
Specific Gravity	0.55 (Air=1.0)
Boiling Temperature	111.66K
Critical Temperature	190.56K
Critical Pressure	45.99bar
Saturation Pressure	101,300Pa at 111.7K

3.3 밸브의 캐비테이션

3.3.1 캐비테이션 이론

3.3.1.1 캐비테이션(Cavitation)

유동하는 액체속에서 유속의 증가나 압력의 감소로 유체의 정압이 부분적으로 증기압이하로 저하했을 때 액체가 증발하여 기포가 발생한다. 이와 같이 액상(liquid phase)이 기상(gas phase)으로 상변화(phase change)를 하고, 액상과 기상이 공존하는 이상유동(two-phase)현상을 캐비테이션이라 한다.

캐비테이션은 19세기 말 영국의 구축함 HMS Dearing호가 예상보다 속도가 떨어지는 원인을 연구하던 중 발견되고, 1895년 R. E. Froude에 의해 명명되었다. 캐비테이션이 펌프나 밸브와 같은 유체기계에 발생하면 성능의 저하, 소음, 진동의 발생, 구성부재의 침식(erosion)이나 손상(damage)등을 가져오는 원인이 된다. 이 때문에 캐비테이션을 동반하는 유동의 해명과 예측기술의 향상은 고속 유체기계 설계 및 개발에 있어서 중요한 과제가 되고 있다.

3.3.1.2 캐비테이션의 종류

캐비테이션의 종류와 모양은 유동조건에 따라 다르고, 또 그 종류에 따라 영향도 다르다. 캐비테이션은 보통 발생 형태에 따라 다음과 같이 분류된다.

- (1) 버블 캐비테이션 : 주로 저압부에서 발생하고 하류쪽으로 유출하면서 성장 및 붕괴하는 구(sphere)형에 가까운 기포를

말하며, 캐비테이션의 거동으로 보아 진동 캐비테이션 이라고 한다. 기포가 크며 반구형상이 된다.

(2) 시트 캐비테이션 : 부재 표면에 부착하여 발생하는 기포로 보통 전연(leading edge) 부근에 선단을 갖고 기포 후단은 유동과 함께 형상이 변화한다. 거동상 고정된 캐비테이션 이라고도 한다.

(3) 보텍스 캐비테이션 : 와류 중심의 저압부에 발생하는 기포로, 다수의 기포 열이나 집합체로 구성된 면사 형상의 캐비테이션을 말한다.

(4) 기포군 캐비테이션 : 다수의 기포의 집합체로 시트 캐비테이션 등의 후단에서 유동중에 방출되는 기포군을 의미한다. 침식이나 높은 소음을 유발할 위험성이 크다.

또한 발생장소에 따라 부압면 캐비테이션(cavitation on suction side), 압력면 캐비테이션(cavitation pressure side), 누수 캐비테이션(leakage cavitation), 팁 보텍스 캐비테이션 (tip vortex cavitation)으로 분류하기도 하며, 유동형태에 따라 캐비테이팅 유동(cavitating flow), Cavitation surge, 역류 보텍스 캐비테이션(vortex cavitation in reverse flow), 선회 캐비테이션 (rotating cavitation), 액제트 캐비테이션 (cavitation liquid jet)등으로 분류하기도 한다.

3.3.1.3 캐비테이션의 특징

캐비테이션을 동반하는 유동을 캐비테이팅 유동이라 하며, 다음과 같은 특징을 갖는다.

- (1) Phase change phenomena
- (2) Mixed incompressible/compressible nature
- (3) Large range of sound speed
- (4) Large variations of the local mach number
- (5) Wide range of void fraction
- (6) Complicated unsteady flow

본 연구에서 적용된 밸브 유동장은 (1)과 (5)에 해당되는 매우 복잡한 유동장이다.

3.3.1.4 캐비테이션의 침식

캐비테이션 기포가 압력이 회복하는 곳에서 기포가 붕괴, 소멸할 때 충격압이나 마이크로 제트가 발생하여 유체기기의 부재표면을 손상시킨다. 이를 캐비테이션 침식이라 한다. 캐비테이션 손상은 유체역학과 재료강도학의 경계영역의 현상이다. 주요 요인인 캐비테이션 붕괴는 통계 및 확률적이고도 고속 미시적인 복잡 현상으로 이론적인 해명이 곤란하다. 따라서 오늘날 까지도 손상을 이론적으로 정확히 예측하는 것은 불가능하다.

캐비테이션 손상면을 살펴보면, 처음에 침식면에 요철이 증가하여 까칠까칠한 정도이지만 이것이 작은 점식(pitting)이 연결된 해

면상의 침식면이 형성된다. 눈으로도 관측될 정도의 뚜렷한 침식이 일어나기까지는 많은 시간이 경과되므로 손상 면에는 기포 붕괴압이 다수 반복 작용됨을 알 수 있다. 캐비테이션 침식은 진동·소음과는 달리 캐비테이션이 발생하자마자 곧 인식되는 것은 아니지만 손상이 심한 경우 운전불능 상태에 이르게 된다. 이런 캐비테이션 침식은 super-cavitation(유체기계에서 의도적으로 발생하는 캐비테이션)이 되기 이전의 상태에서 현저하게 나타나므로 밸브의 운전상 특히 주의가 필요하다.

캐비테이션 침식이 심한 경우에는 설계를 변경하거나 운전을 제한하거나 침식한 부위를 일종의 소모품으로 생각하고 교환하거나, 내 침식성이 뛰어난 재료를 사용하는 등의 대책이 필요하다. 그러나 무엇보다도 중요한 것은 장시간 운전 후에 있을 침식량을 과거의 실적이나 실험 데이터 등을 통하여 미리 예측하는 일이다.

3.3.1.5 기포의 붕괴

기포의 붕괴는 복잡한 물리현상으로 기포내외의 정압차이로 인하여 성장, 수축, 재팽창, 재수축을 거듭하면서 붕괴해간다. 기포가 수축했다가 재팽창하는 것은 수축하는 과정에서 기포가 순간 과수축될 때, 기포 중에 포함되어 있는 공기 등의 가스 정압이 더 높아지기 때문이며, 이 때 강한 충격파를 동반한다.

구형기포가 벽면근방에서 붕괴하는 경우는 반드시 구형인 상태로 붕괴한다고는 볼 수 없다. 보통 벽면근처보다 반대편이 더 빨리 찌그러들고 기포가 도넛형이 되면서 벽면을 향해 액체제트 즉 마이크

로 제트를 발생한다. 이것이 벽면 부재에 pitting을 형성시키는 주원인이다. 이와 같은 기포붕괴에는 벽면과의 상대위치가 중요한 인자가 된다. 보통 고체표면에 전달되는 압력은 충격파 마이크로 젯, 울트라 젯의 세 가지의 이론이 있다.

3.3.1.6 기포 붕괴압 크기와 분포

기포의 붕괴 시간은 고작 2ms정도이지만 최대 붕괴압은 1GPa이상에 달한다. 이 값은 파괴응력 1GPa 이상인 공구강이나 stellite 등 고강도 재료의 표면을 충격적으로 파괴시키는데 충분한 값으로 이들 재료가 캐비테이션에 의해 충격적으로 pitting을 형성하고 있음을 납득할 수 있는 일이다. Knapp의 실험 보고와 같이 보통 캐비테이션 유동에서는 다수의 기포가 기포군(cloud)형태로 붕괴하여 기포 하나가 갖는 조건에 따라 다양한 크기의 붕괴압으로 침식을 유발한다.

Table 3.4에서 캐비테이션 침식과 관련된 인자를 유동인자와 액체인자 그리고 재료인자를 구분하여 열거하였다.

Table 3.4 Related factors for cavitation erosion

Items	Factors
Fluid factor	cavitation coefficient, velocity, pressure, amplitude, vibration, frequency, shape of machinery and dimension
Liquid factor	temperature, saturation pressure, noise impedance, surface tension, viscosity, compression, corrosiveness(pH), air content, quantity of cavitation nuclei
Material factor	mechanical property(elasticity coefficient, hardness, torsional energy, yield point, fatigue strength) metal property(structure, crystal particle, crystal structure, machine hardness, latent stress) surface condition (surface preparation, roughness)

3.3.2 캐비테이션에 의한 사고 사례



Fig. 3.3 Leakage of pipe at 2D downstream of butterfly valve (Dia. 1500mm) for emergency discharge in Guang-Dong Dam



Fig. 3.4 Corrosive pipe condition by cavitation across down stream of butterfly valve(Dia. 400mm) for 5,300TEU container ship

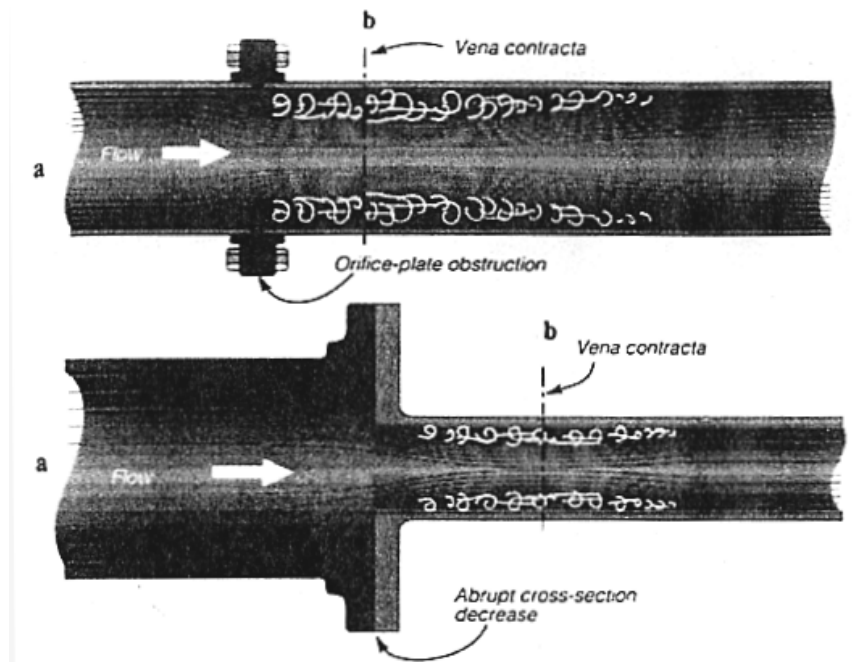


Fig. 3.5 Turbulence phenomena around vena contracta area

3.3.3 캐비테이션 모델링

본 연구에서는 버터플라이 밸브 3차원 유동해석을 위해 캐비테이션(cavitation) 모델을 사용하여 주어진 계산 조건하에서 캐비테이션 현상의 발생 유무를 파악하고자 하였다.

캐비테이션은 작동유체의 압력이 작동유체의 증기압 이하로 감소 되었을 때 특정한 위치에서 발생하며, 생성된 증기 형태의 작동유체는 고압 영역으로 발달함에 따라 붕괴된다. 이러한 캐비테이션에 수반되는 문제는 진동, 소음, 침식, 다량의 기포발생에 의한 유로폐색 등의 문제가 있으며, 버터플라이 밸브의 경우 밸브 시트 및 밸브 축의 손상에 의해 빈번한 밸브모듈의 교체가 문제시되고 있는 실정이다.

이러한 밸브 캐비테이션 문제의 해석을 위해 CFD 기법을 활용하여 캐비티의 성장 및 붕괴, 발생위치 파악, 발생원인 규명을 통해 밸브시트 최적설계 데이터로써 활용이 가능하다.

그러나, 캐비테이션은 복잡한 다상류를 다루는 문제이며, 현재로써는 캐비테이션 현상을 완벽히 재현하는 CFD 모델은 없다고 알려져 있다. 따라서 CFX 10에서는 액체와 기체의 속도장과, 온도장은 서로 동일하다고 가정하며, 액체영역에서는 비압축성으로, 증기영역에서는 압축성으로 가정한다.

또한 등엔트로피 과정이므로 에너지 방정식의 해는 불필요하다.

CFX-10은 Volume of Fluid (VOF) Rayleigh-Plesset Model을

사용하며 VOF 모델은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_v \alpha_v) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho_v u_j \alpha_v) = S_v \quad (3.30)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_l \alpha_l) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho_l u_j \alpha_l) = S_l \quad (3.31)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_n \alpha_n) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho_n u_j \alpha_n) = S_n \quad (3.32)$$

여기서, v =vapor phase, l =liquid phase, n =non-condensable

$$\rho = \alpha_v \rho_v + \alpha_l \rho_l + \alpha_n \rho_n \quad (\text{단, } \alpha_v + \alpha_l + \alpha_n = 1) \quad (3.33)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0 \quad (3.34)$$

Non-condensable 기체의 질량분율은 액체에 대해서 국소적으로 일정하다고 가정한다. 액체/불응축성 기체 혼합물의 체적분율에 대해 푸는 것으로 단순화 할 수 있으며 식 (3.35), (3.36)과 같이 정의된다.

$$\alpha_m = \alpha_l + \alpha_n \quad (3.35)$$

$$\rho_m = \frac{1}{(1-y_n)/\rho_l + y_n/\rho_n} \quad (3.36)$$

최종적으로 캐비테이션에 대한 새로운 VOF 방정식은 식 (3.37), (3.38)과 같이 정의될 수 있다.

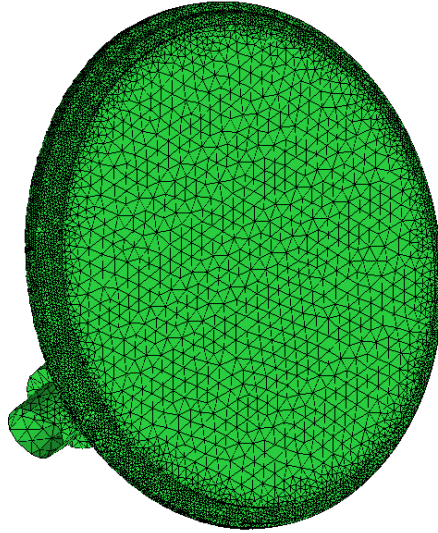
$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_v \alpha_v) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho_v u_j \alpha_v) = S_v \quad (3.37)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m \alpha_m) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho_m u_j \alpha_m) = S_m \quad (3.38)$$

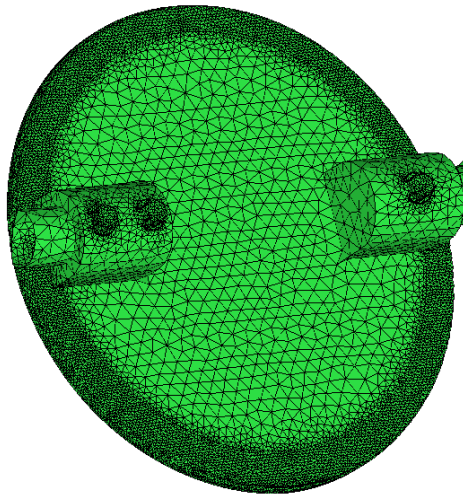
3.4 계산격자

액화 메탄 이송시스템에서 버터플라이 밸브 유동장은 직경 400mm 유량 조절용 버터플라이 밸브와 배관(상류 5D, 하류 10D)으로 구성되었으며, 계산격자 구성은 밸브 시트의 형상이 복잡하여 완전한 hexa 격자를 생성하는데 상당한 어려움이 있기 때문에 형상의 제한없이 비교적 쉽게 우수한 격자를 생성할 수 있는 tetra 격자를 구성하였다. 또한, sub-layer 영역의 정확한 해석을 위해 벽면 경계조건이 적용되는 경계면에 다수의 prism 격자를 분포시켰으며, 효율적인 도메인 내부 격자계의 구성을 위해서 배관 내부 볼륨영역에 대해 hex-core 격자를 사용하였다. 본 연구에서는 tetra, prism, hex-core와 같은 형태의 다양한 격자를 사용해 최적격자계를 구성하였으며, 격자 생성을 위해 ANSYS-ICEM CFD 10을 사용하였다.

밸브 도메인의 전체 격자수는 모든 각도 범위에서 약 400,000 노드이며, Fig. 3.6과 Fig. 3.7에서 계산격자의 다양한 형태를 각각 나타내었다.



(a) front side



(b) rear side

Fig. 3.6 Computational grid on the surface of the valve

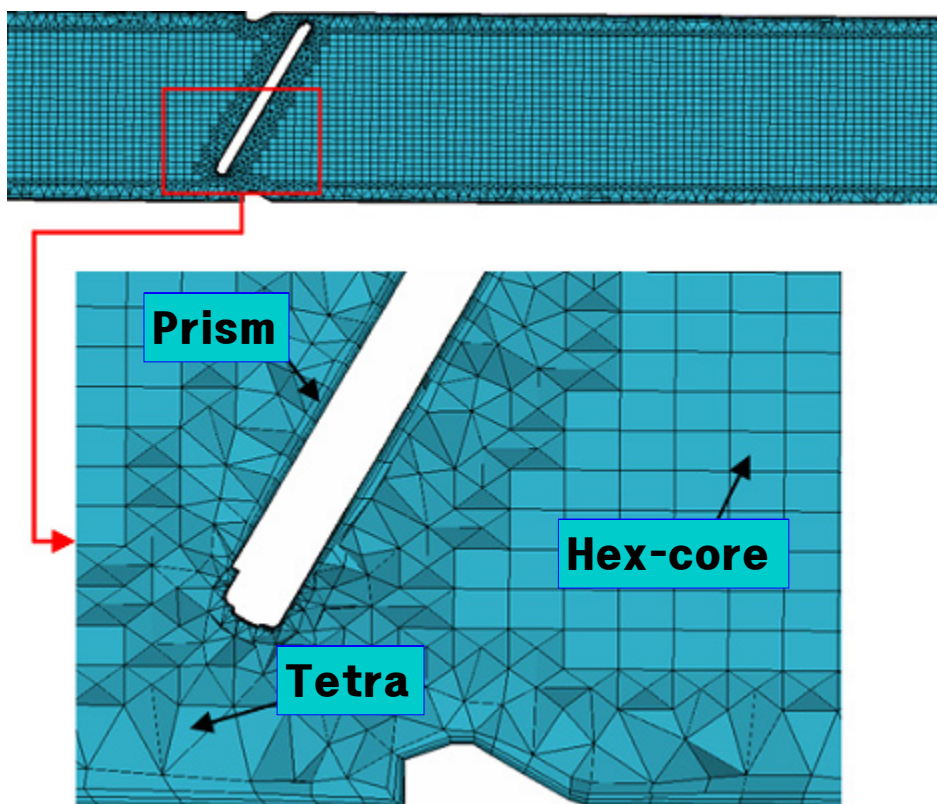


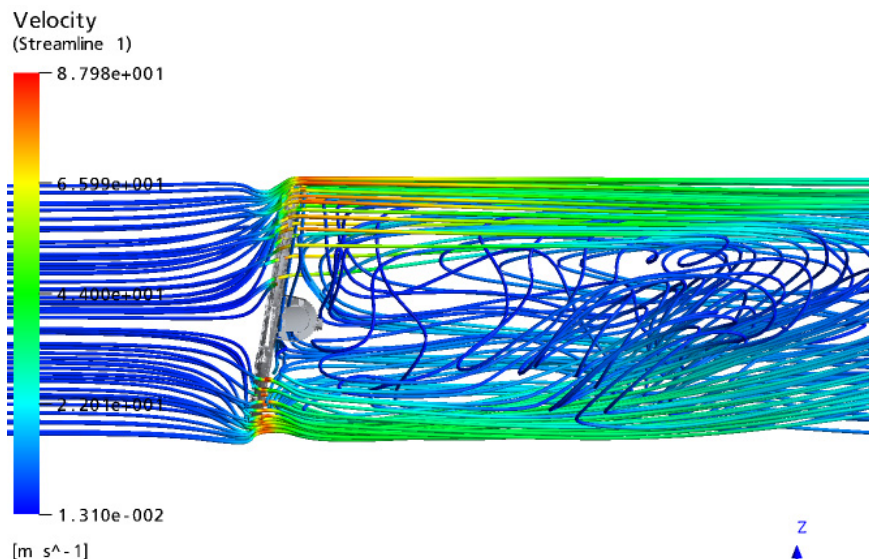
Fig. 3.7 Computational grid at the mid-section of the domain

3.5 결과 및 고찰

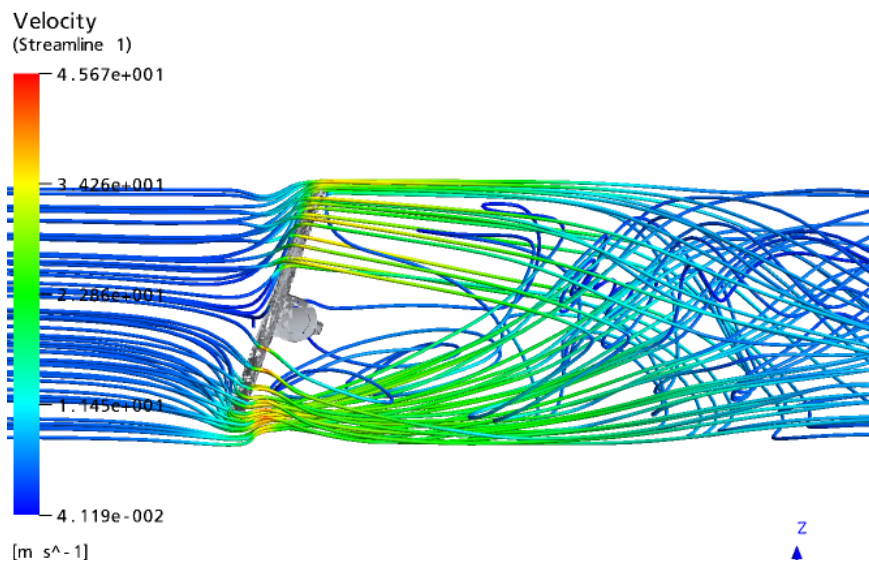
3.5.1 유선

Fig. 3.8에 밸브 개도별 유선의 형태를 나타내었다.

개도각 10° 의 경우 좁은 유동단면을 통과하는 흐름의 영향으로 상당히 복잡한 후류의 형태가 나타나고 있으며, 개도각 40° 까지 상당히 심한 와류가 복잡한 구조로 형성되고 있음을 알 수 있다. 그러나 밸브 개도각이 50° 이상인 경우에는 흐름이 비교적 안정화되면서 개도각이 90° 에 이르러 밸브 디스크 후류는 균일한 형태의 안정된 흐름을 형성한다. 이러한 복잡한 후류의 형성은 압력강하의 원인이 되며, 밸브 손실계수의 증가를 초래한다.

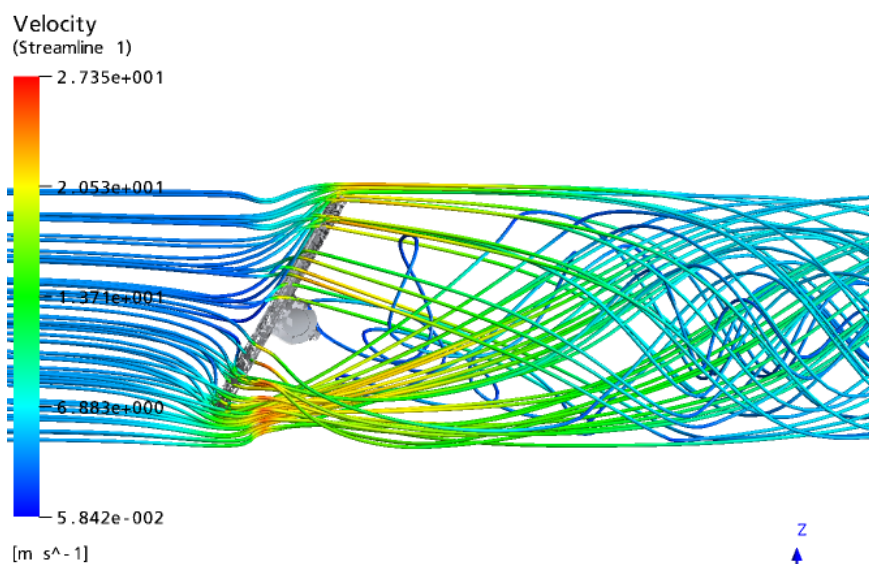


(a) 10°

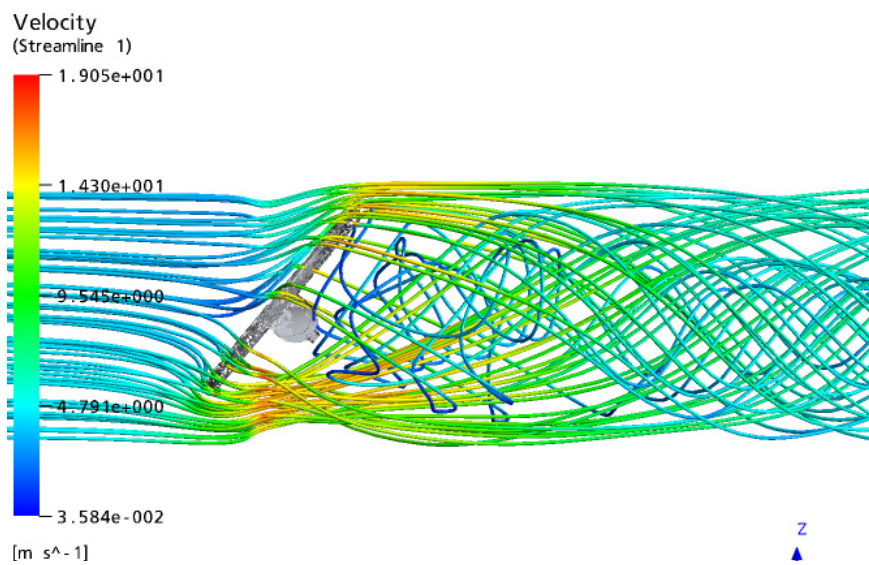


(b) 20°

Fig. 3.8 Streamlines at various opening angles (continued)

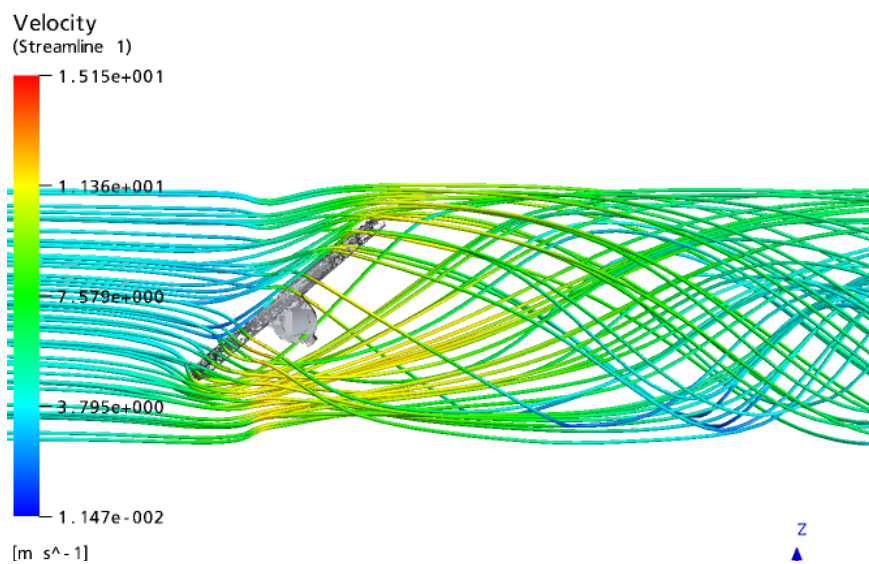


(c) 30°

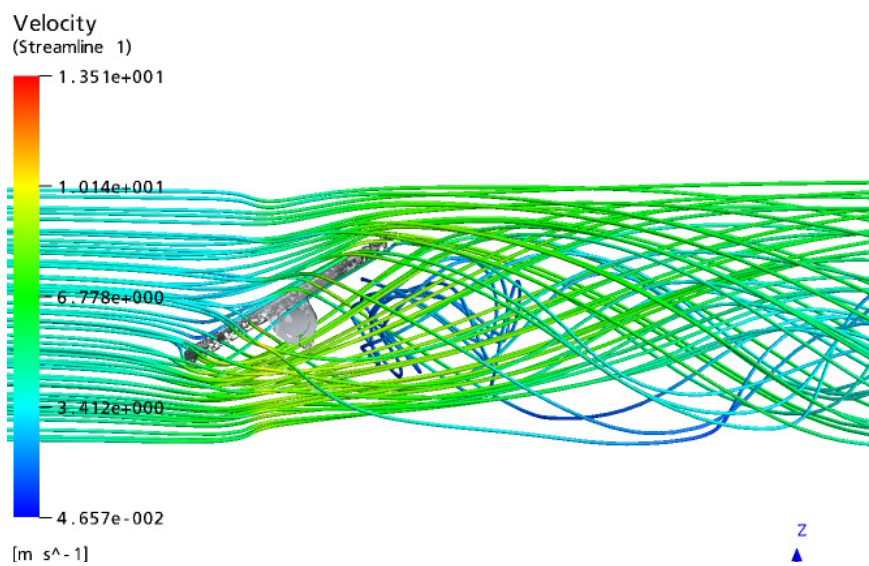


(d) 40 °

Fig. 3.8 Streamlines at various opening angles (continued)

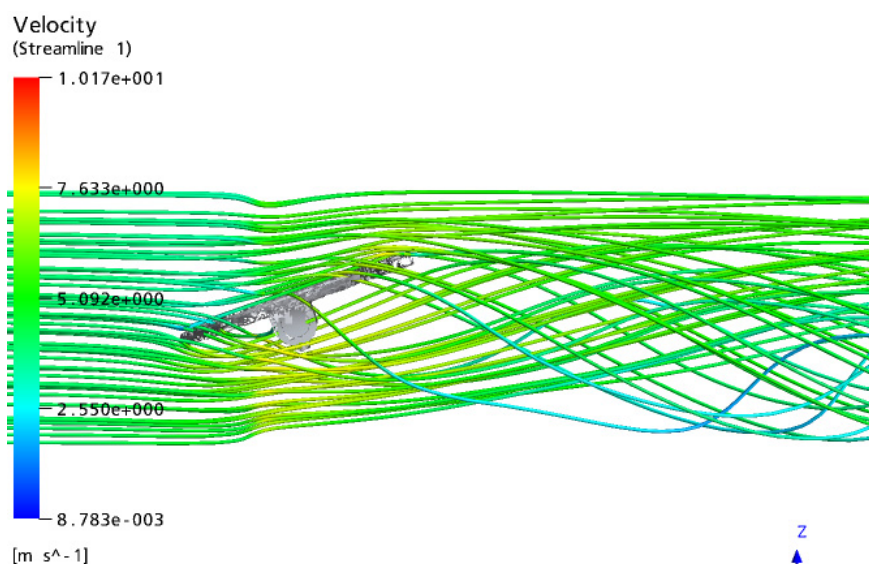


(e) 50°

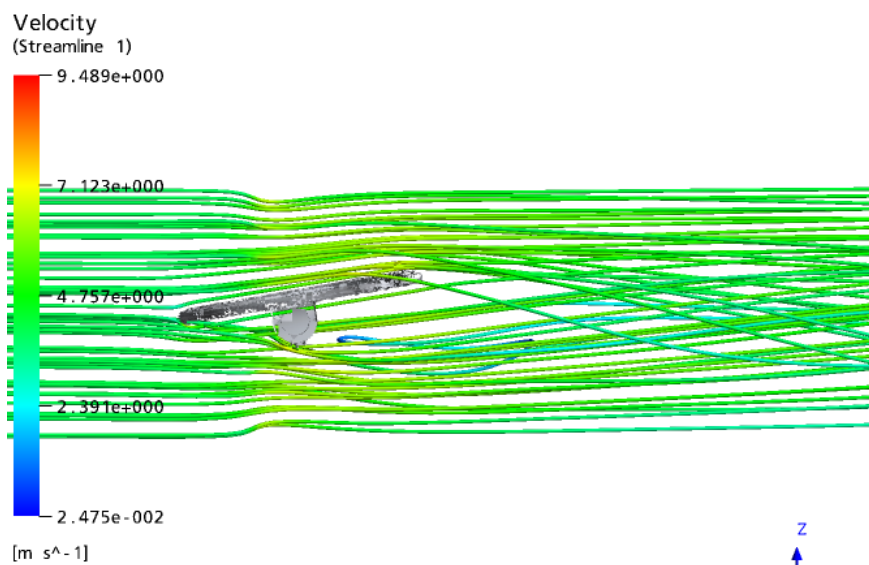


(f) 60 °

Fig. 3.8 Streamlines at various opening angles (continued)

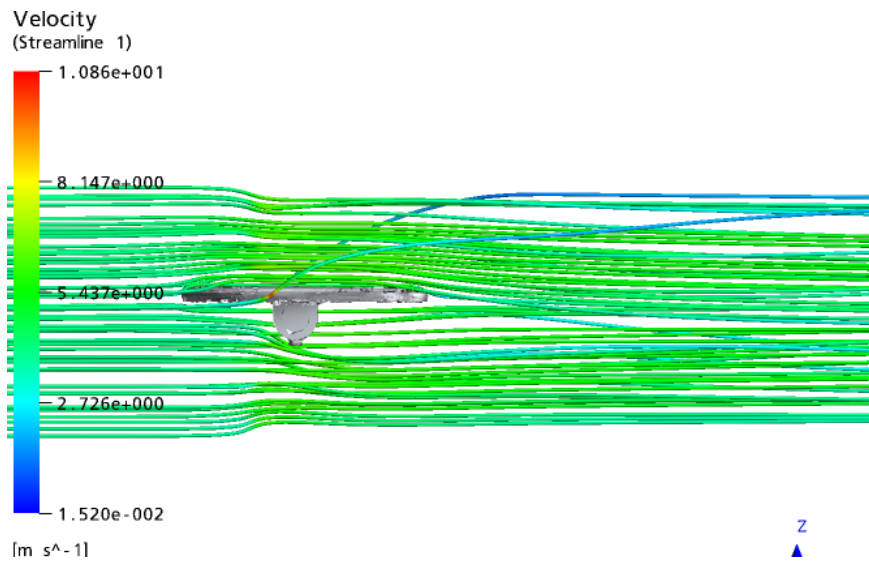


(g) 70°



(h) 80°

Fig. 3.8 Streamlines at various opening angles (continued)



(i) 90°

Fig. 3.8 Streamlines at various opening angles

3.5.2 속도분포

Fig. 3.9에 밸브 개도별 중앙단면에서의 속도 분포를 나타내었다.

밸브 개도각이 10° 인 경우 배관 내부 유로가 밸브 시트에 의해 거의 폐색되어 좁은 유로를 통과하는 작동유체는 급 가속되어 후방으로 방출되며, 국부적인 최대 유속은 약 74.32m/s 에 달한다. 또한 좁은 유로를 따라 급격히 방출된 작동유체는 밸브시트 후방으로 큰 와류를 형성하고 있다.

개도각이 20° 인 경우 좁은 유로를 통과한 흐름은 밸브시트 하단부로부터 가속되어 상단으로 형성되며, 이는 밸브 상·하부 유동면적의 차이에 의해 발생하는 현상이며 상대적으로 유동저항이 적은 밸브시트 하단부로 더 많은 유량이 유입된다. 이때 발생하는 국부 최대 유속은 약 38.89m/s 이다.

개도각이 30° 인 경우와 40° 인 경우 배관내 밸브 주위 흐름특성 또한 10° , 20° 의 경우와 크게 다르지 않으나, 50° 인 경우에는 밸브시트 후방으로 발달하는 흐름이 다시 밸브 후면에 재부착되어 국소 재순환 영역을 발생시키고 있다. 밸브 디스크 후면 하단부에 국소적으로 발생하는 재순환 영역은 60° , 70° 에 이르면서 점점 축소되다가 80° 에 이르러 거의 사라지는 현상을 보인다.

밸브시트를 통과하는 작동유체는 개도각이 70° 까지 밸브시트 하부와 상부의 유동면적 차에 의한 유동저항이 다른 이유로 통과 면적이 상대적으로 넓은 하부로부터 밸브시트 상부로 치우치는 흐름이 형성되었으나, 80° , 90° 의 경우 이러한 치우침 흐름이 발생하지 않고 배관내부 상하면을 따라 흐름이 비교적 균일하게 형성되고 있

다. 80°, 90°의 경우 밸브시트 주위에서 발생한 재순환 영역은 거의 사라졌으나, 밸브시트와 배관의 완벽한 밀폐를 위해 설치된 돌출 형태의 시트 구조물에 의한 영향으로 관벽을 따라 국부적인 재순환 영역은 여전히 존재한다.

밸브가 완전히 열렸을 때의 국부 최대 유속은 약 6.48m/s로써 개도각이 10°의 개도각을 가지는 경우에 대해 약 12배 감소하였다.

Fig. 3.10, Fig. 3.11, Fig. 3.12, Fig. 3.13에 밸브 개도별 후류 횡단면 속도분포를 나타내었다. 후류 단면은 밸브 디스크를 중심으로 각각 0.3m, 0.8m, 1.3m, 1.8m의 위치를 나타내며, 각각의 횡단면상에서의 접선방향 속도벡터를 모든 개도각에 대해 표현하였다.

0.3m 위치의 경우 30°와 60°인 경우에서 단면 속도장은 밸브 디스크 중심축을 기준으로 거의 좌우 대칭 형태의 와류가 형성되고 있음을 알 수 있다. 그러나 90°의 경우에는 상당히 작은 크기의 좌우 대칭형 와류가 밸브 중심부에서 확인되고 있다.

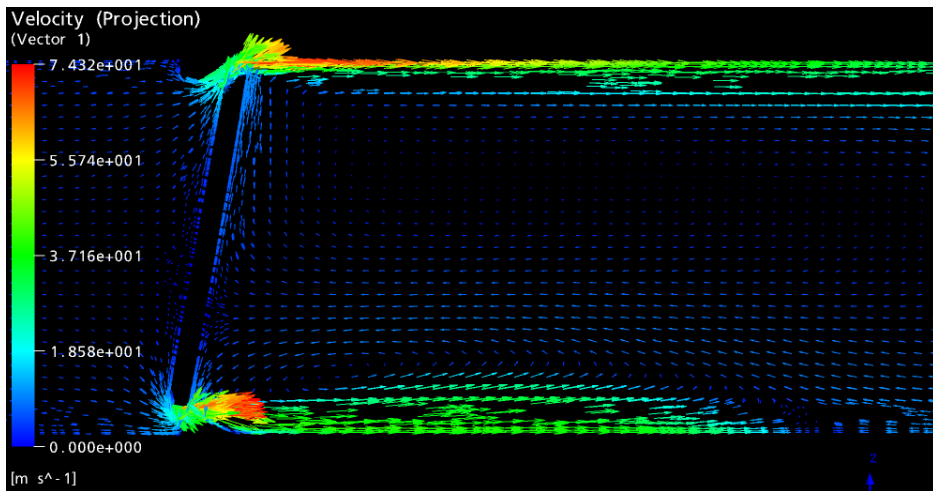
0.8m 위치의 경우 30°와 60°의 경우 두개의 좌우 대칭형 와류가 발생하고 있으나, 발생위치가 밸브 중심부에서 밸브 하단부로 이동하였다. 그러나 90°의 경우 좌우 대칭형 와류의 위치 이동은 없으며, 상부에 다른 크기의 대칭 와류가 형성되어 원형 단면 4개소에 서 와류가 형성되는 특징을 보인다.

1.3m 위치의 경우 30°와 60°의 경우 하단부로 치우친 와류가 다시 디스크 중심부로 이동하였으며, 90°의 경우 와류발생 위치의 변화는 없고 디스크 상부에서 발생한 대칭와류의 크기가 축소되어 디스크 하부에서 발생한 와류와 거의 상하 대칭 형태를 이루어가는

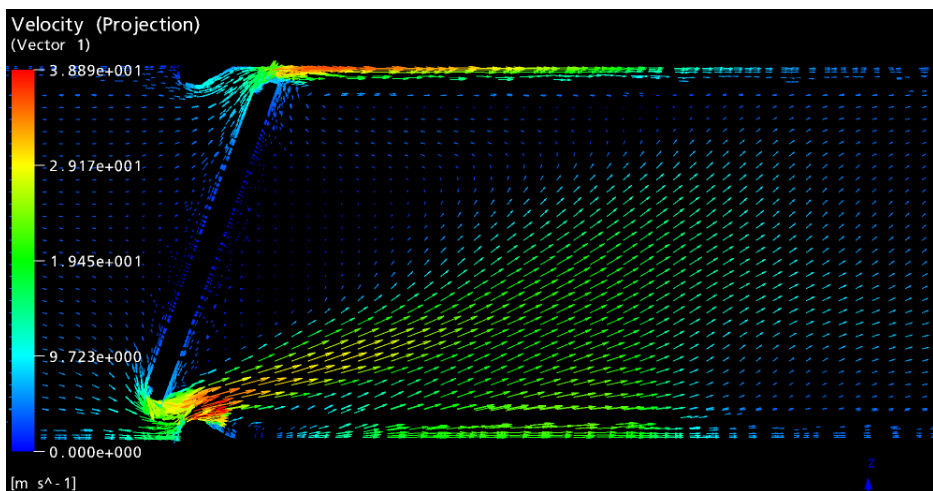
구조를 나타낸다.

1.8m 위치에서는 30° , 60° 모두 거의 완전한 좌우 대칭형 와류가 밸브 디스크 중심에서 형성되고 있으며, 90° 의 경우에서도 마찬가지로 상·하·좌·우의 대칭형 와류가 밸브디스크를 중심으로 형성되고 있다.

이러한 2차원 횡단면상에서 와류의 형성은 밸브 디스크 개폐각도의 변화에 따라 서로 다른 형태로 나타나며, 특히 개도각이 90° 의 경우 완전한 상·하·좌·우의 대칭형 와류가 발생한다는 점에서 큰 차이를 보인다. 와류의 중심이 밸브 디스크 하단부로 이동하다가 다시 밸브 디스크 중심부로 이동하는 현상은 밸브 디스크 개폐각도에 의한 영향으로 흐름이 디스크 하단부로 치우쳐 형성되었지만 디스크를 통과한 흐름이 출구측으로 이동하면서 점차 압력이 회복되어 안정화되면서 와류의 중심이 밸브 디스크 중심부로 이동하게 되기 때문으로 보여 진다.

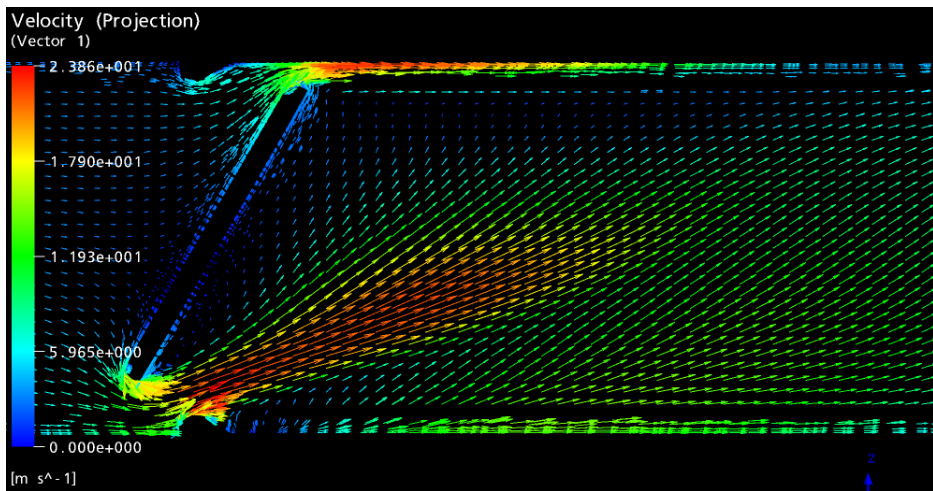


(a) 10°

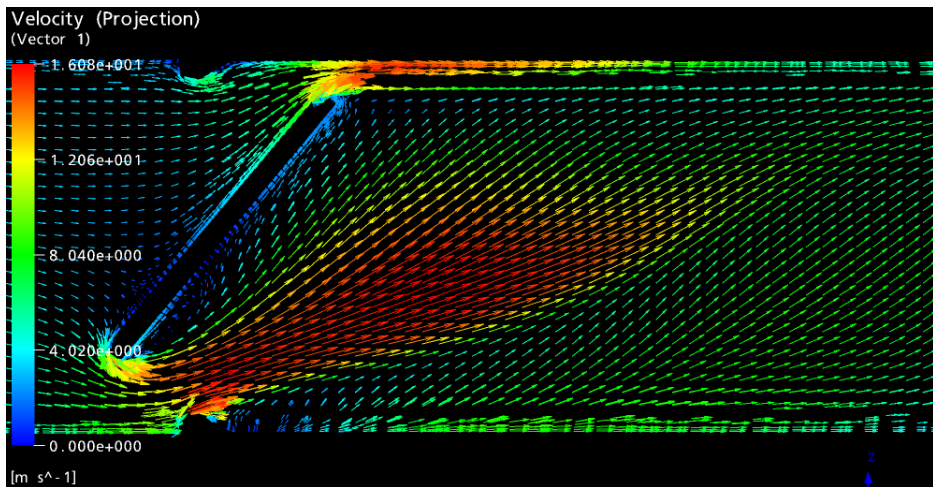


(b) 20°

Fig. 3.9 Velocity fields at the mid section (continued)

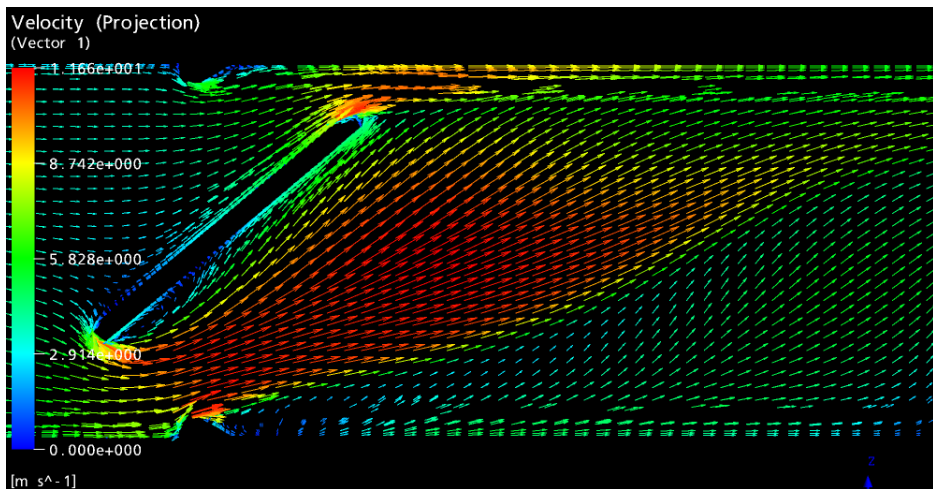


(c) 30°

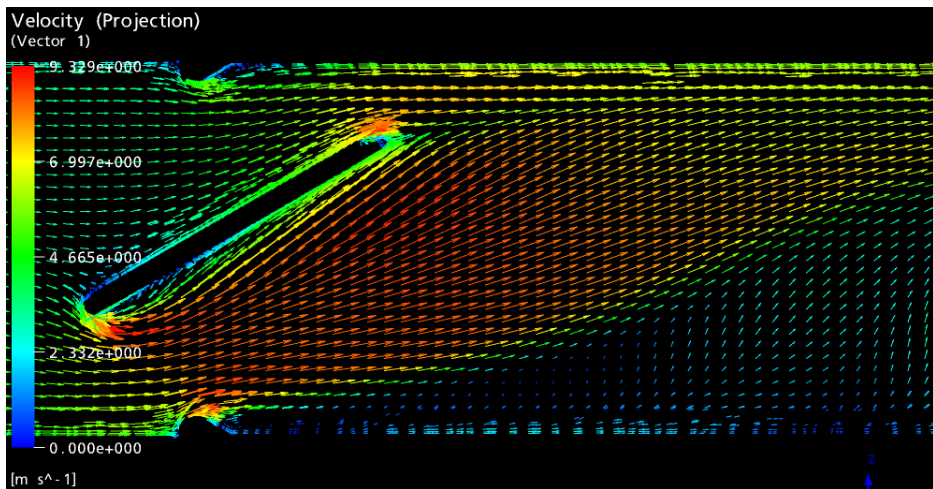


(d) 40°

Fig. 3.9 Velocity fields at the mid section (continued)

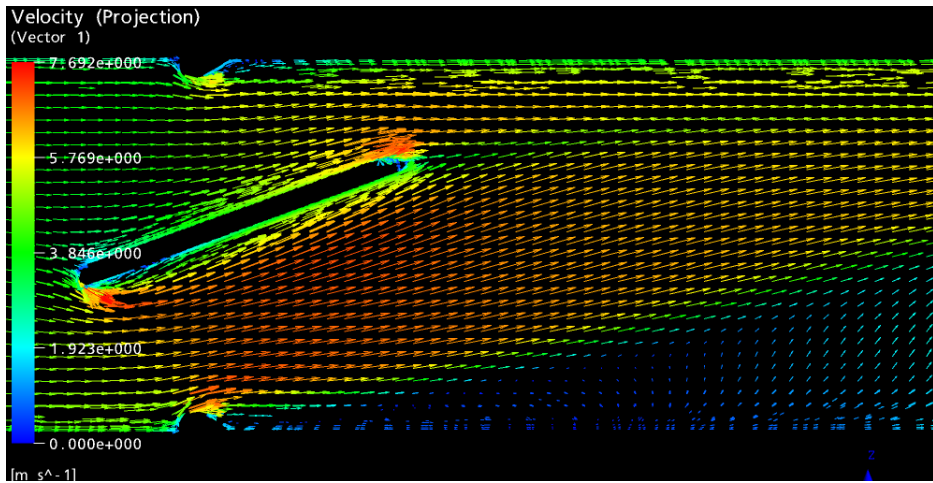


(e) 50°

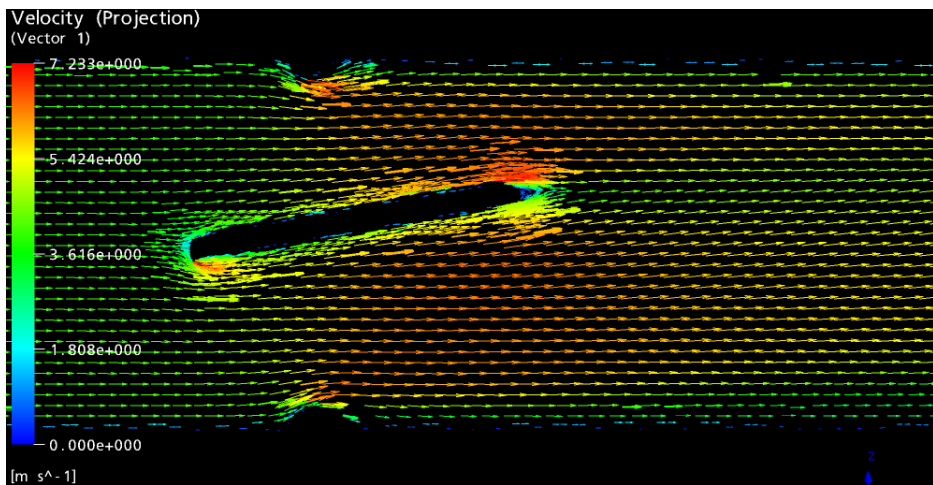


(f) 60°

Fig. 3.9 Velocity fields at the mid section (continued)

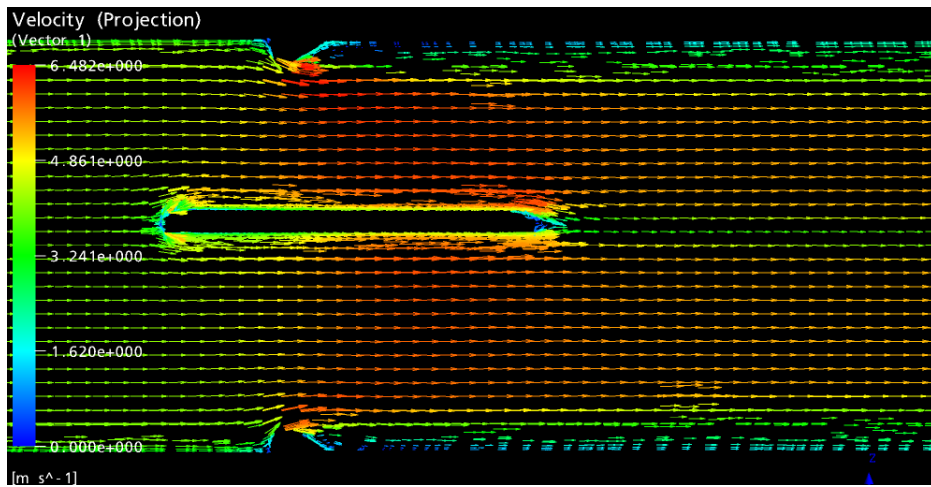


(g) 70°



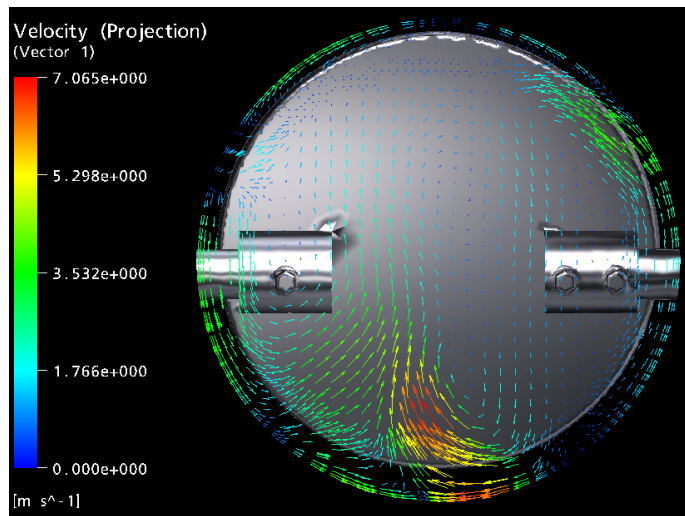
(h) 80°

Fig. 3.9 Velocity fields at the mid section (continued)

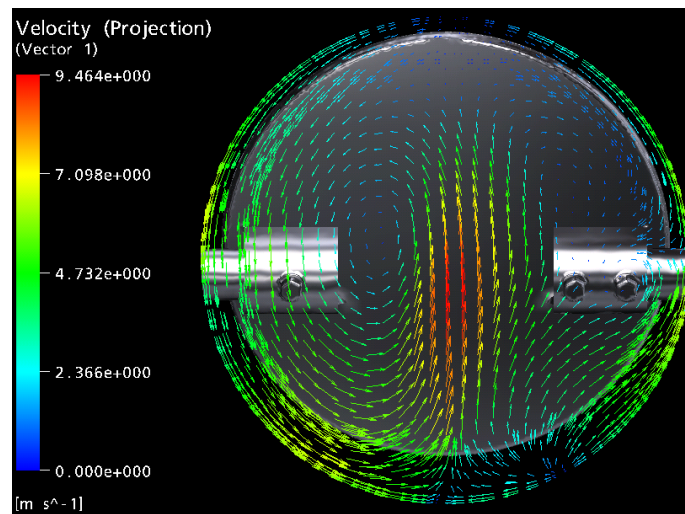


(i) 90°

Fig. 3.9 Velocity fields at the mid section

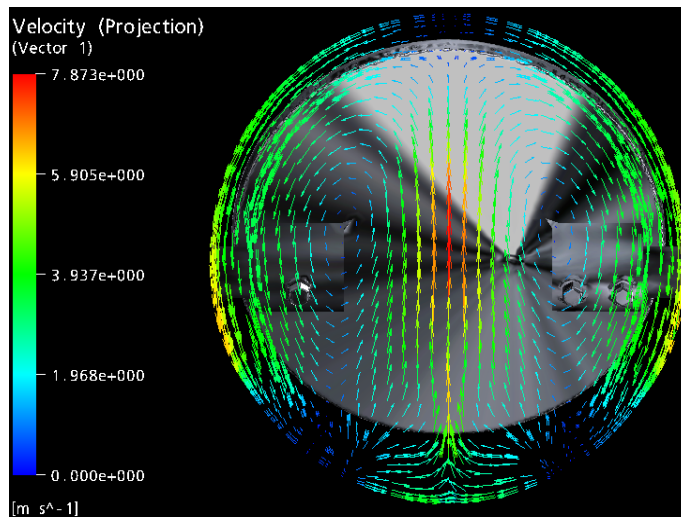


(a) 10°

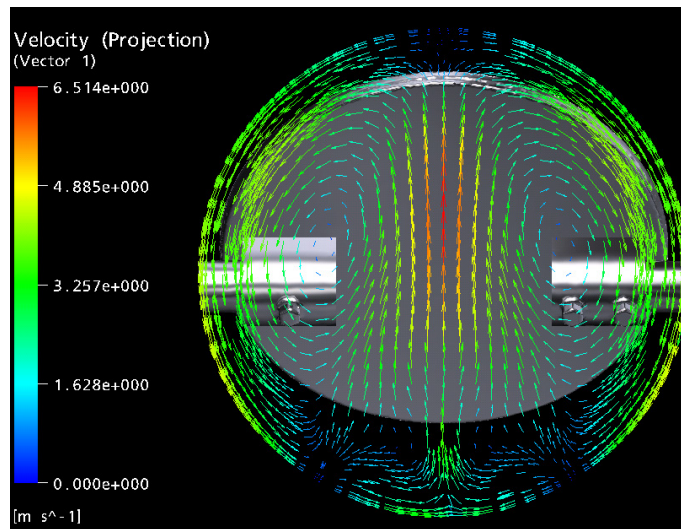


(b) 20°

Fig. 3.10 Tangential velocity vectors at cross section of 0.3m
from valve (continued)

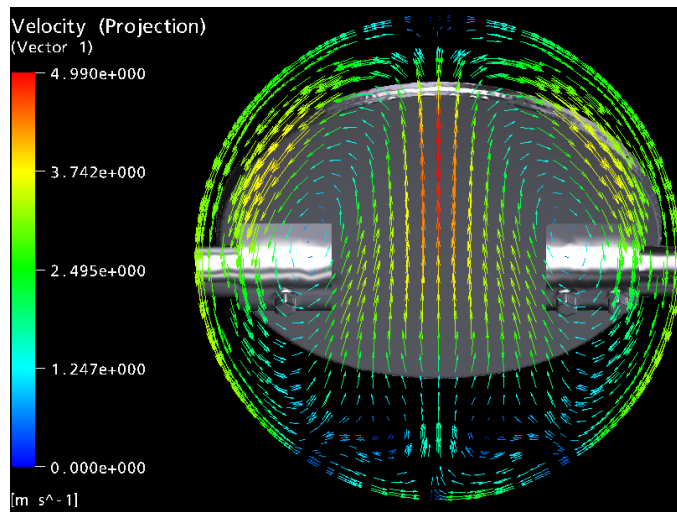


(c) 30°

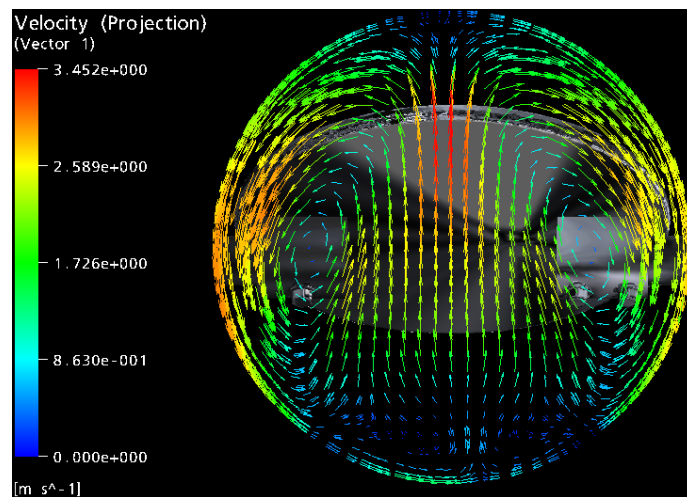


(d) 40°

Fig. 3.10 Tangential velocity vectors at cross section of 0.3m
from valve (continued)

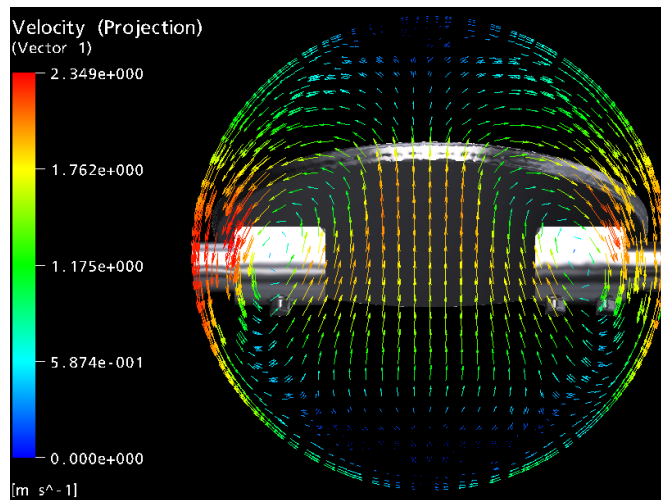


(e) 50°

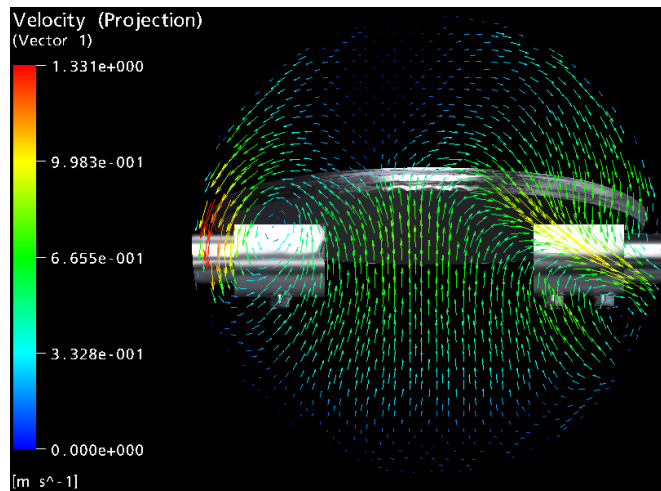


(f) 60°

Fig. 3.10 Tangential velocity vectors at cross section of 0.3m
from valve (continued)

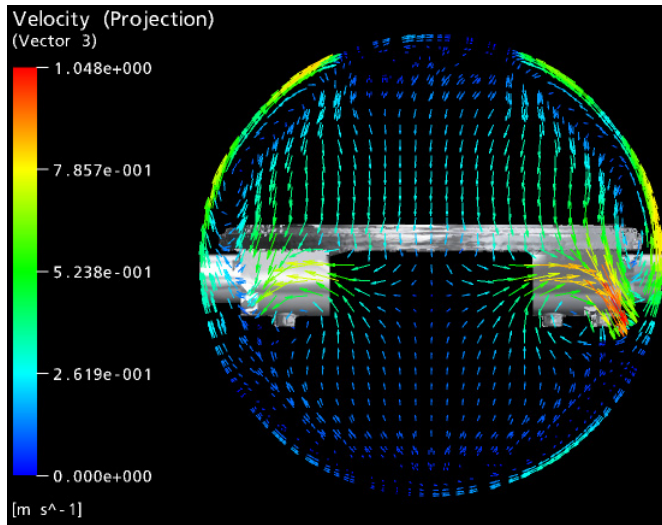


(g) 70°



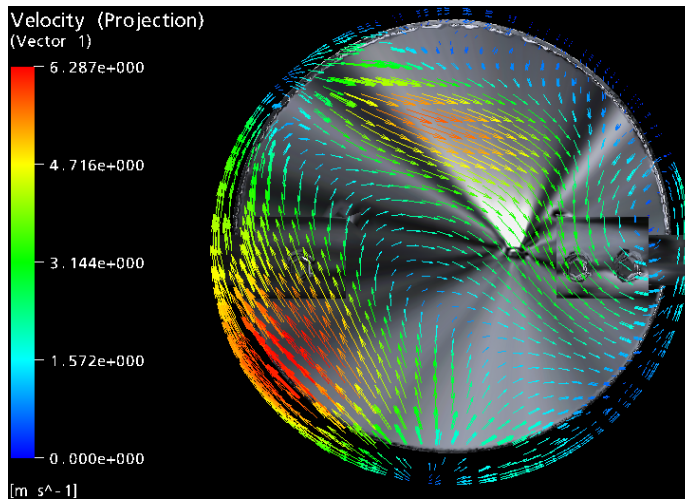
(h) 80°

Fig. 3.10 Tangential velocity vectors at cross section of 0.3m
from valve (continued)



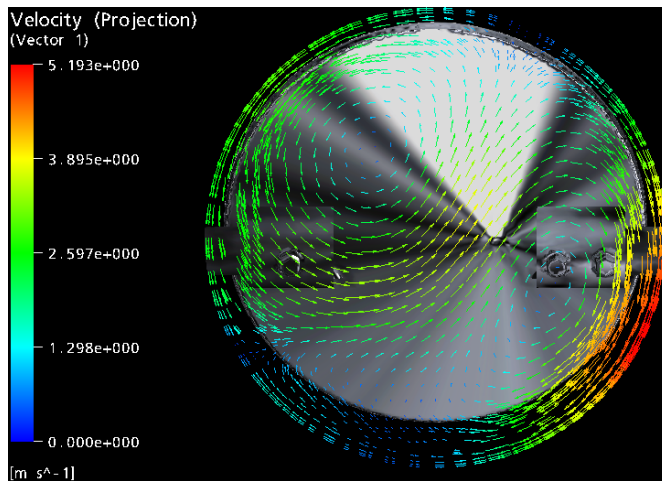
(i) 90°

Fig. 3.10 Tangential velocity vectors at cross section of 0.3m
from valve

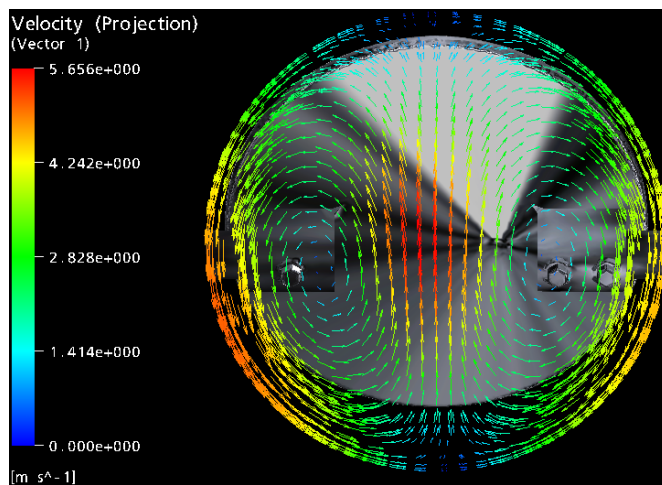


(a) 10°

Fig. 3.11 Tangential velocity vectors at cross section of 0.8m
from valve (continued)

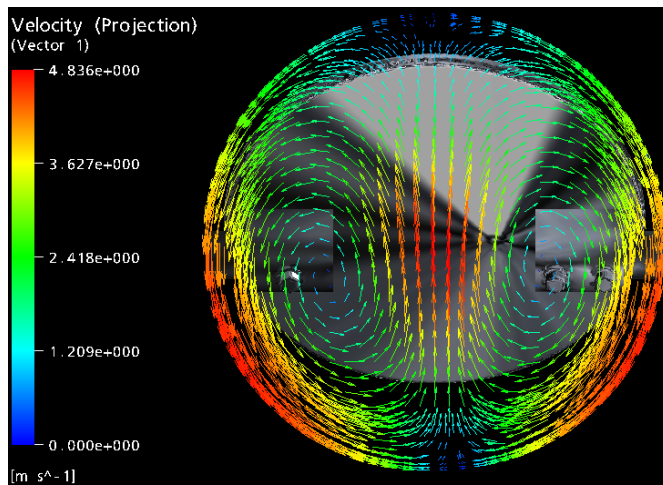


(b) 20°

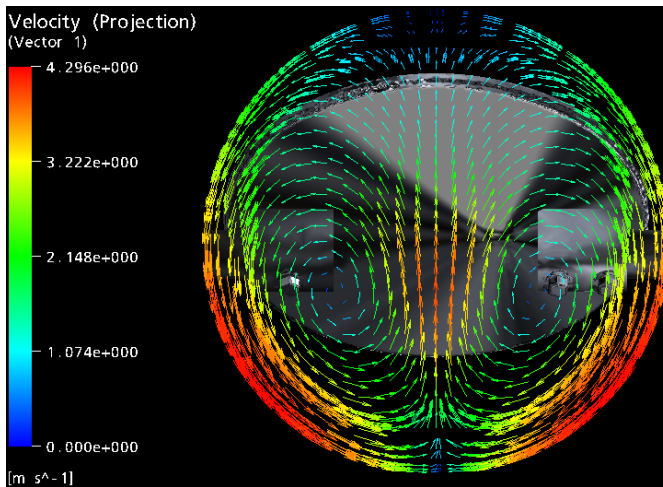


(c) 30°

Fig. 3.11 Tangential velocity vectors at cross section of 0.8m
from valve (continued)

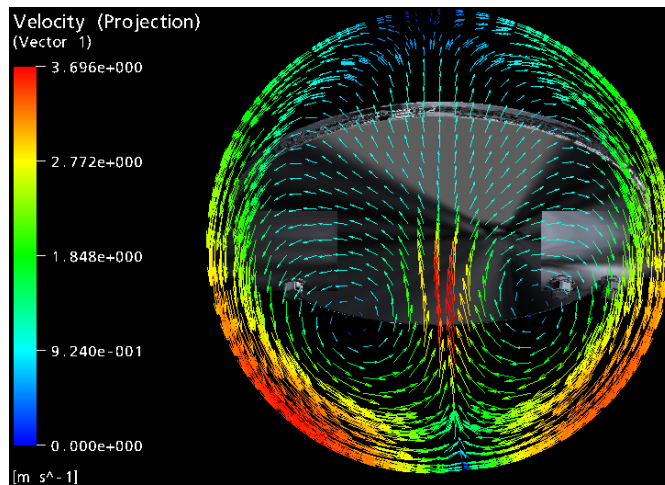


(d) 40°

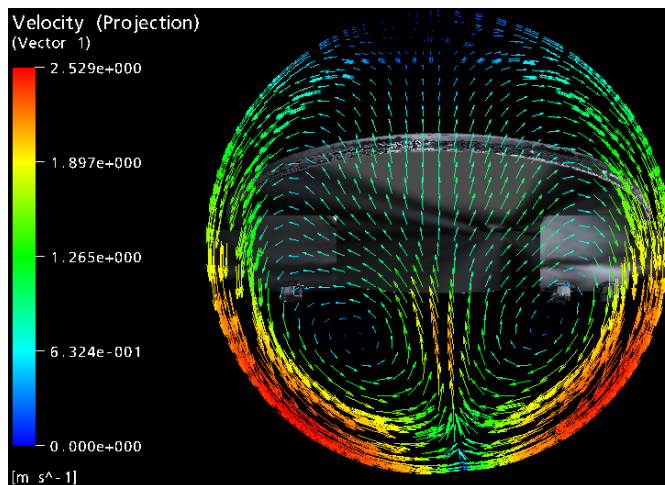


(e) 50°

Fig. 3.11 Tangential velocity vectors at cross section of 0.8m
from valve (continued)

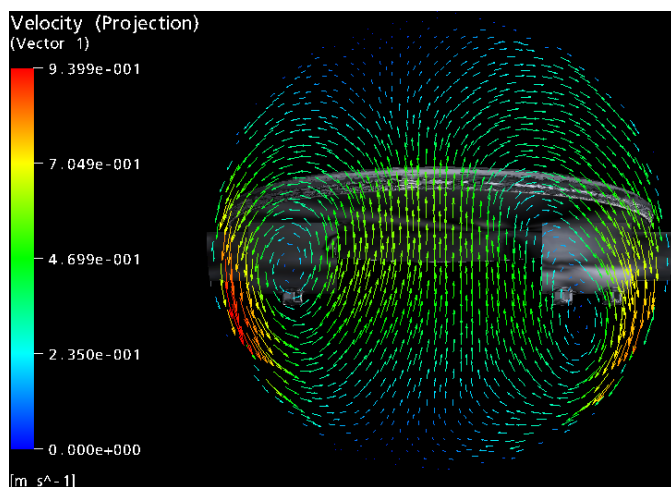


(f) 60°

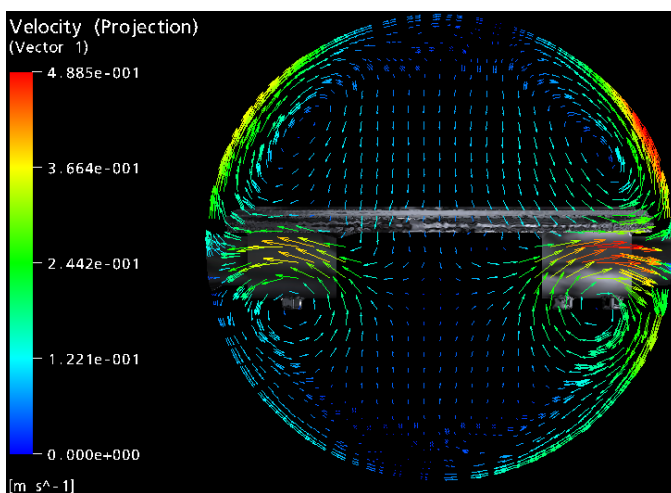


(g) 70°

Fig. 3.11 Tangential velocity vectors at cross section of 0.8m
from valve (continued)

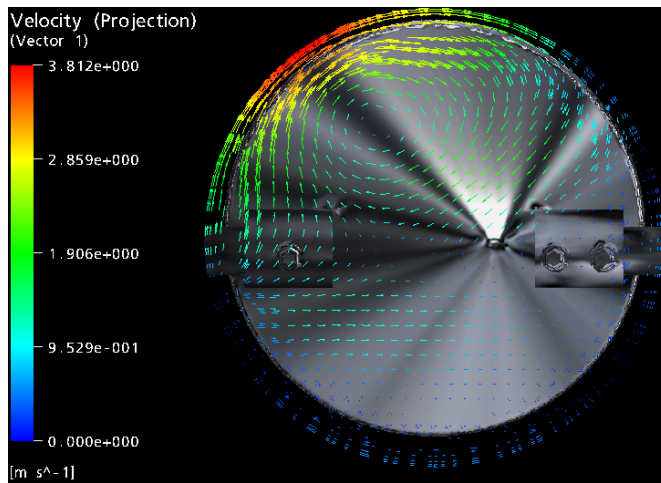


(h) 80°

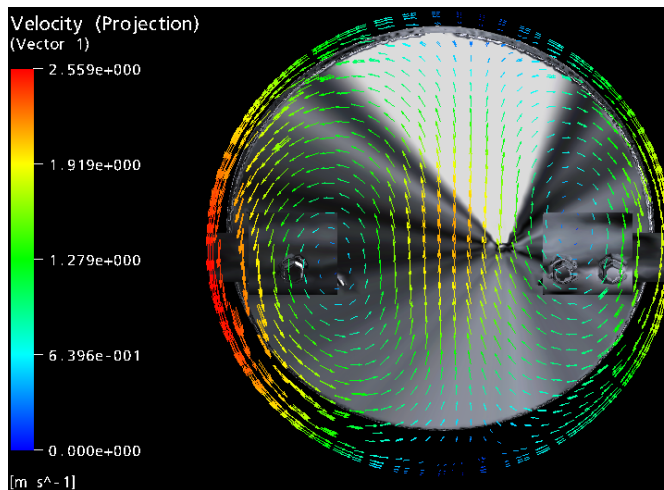


(i) 90°

Fig. 3.11 Tangential velocity vectors at cross section of 0.8m
from valve (continued)

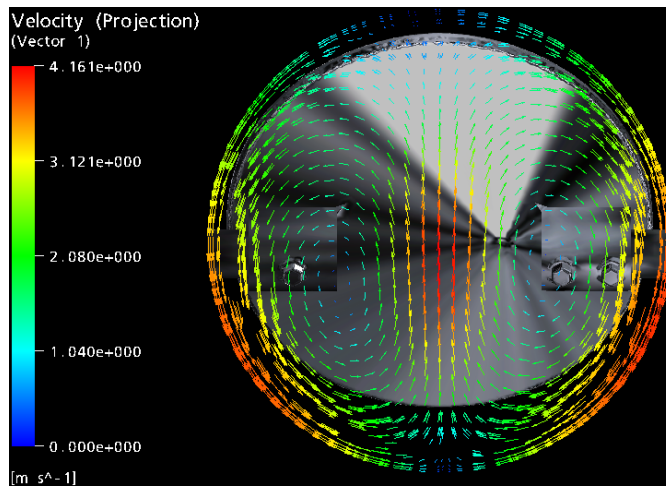


(a) 10°

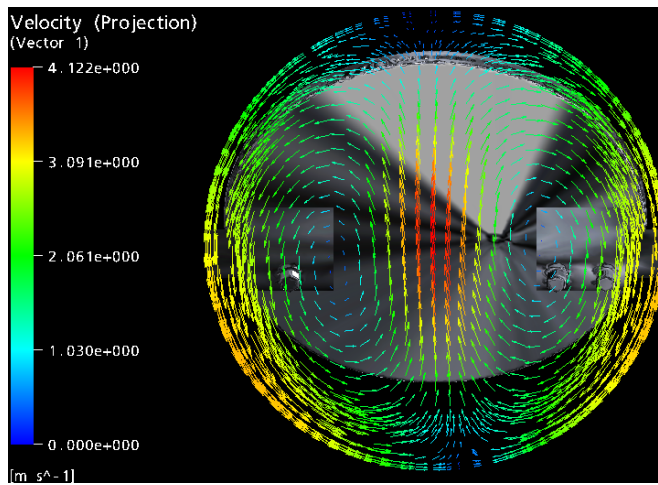


(b) 20°

Fig. 3.12 Tangential velocity vectors at cross section of 1.3m
from valve (continued)

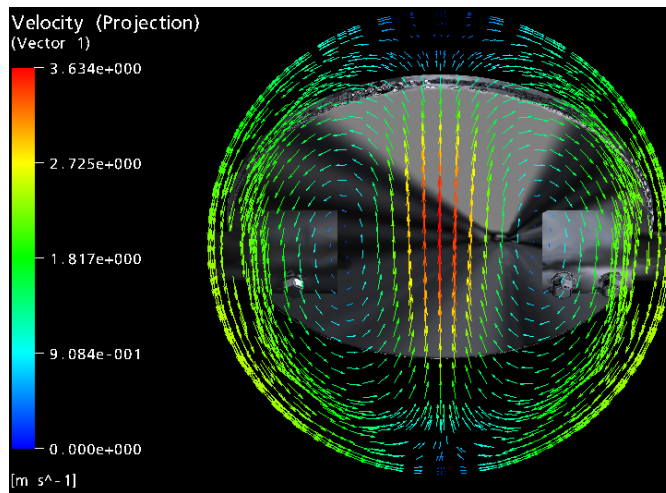


(c) 30°

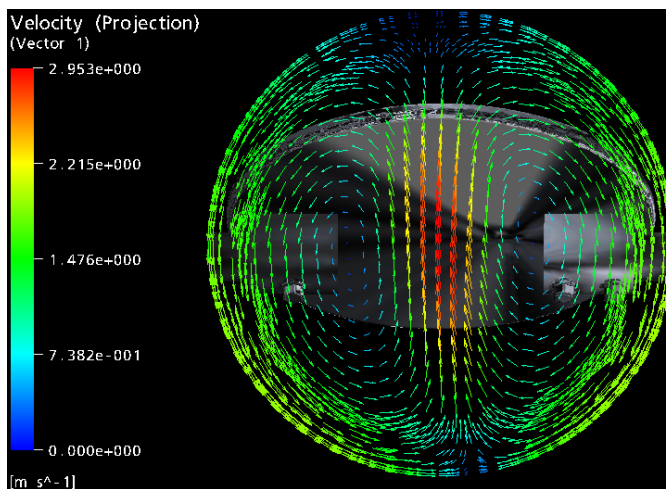


(d) 40°

Fig. 3.12 Tangential velocity vectors at cross section of 1.3m
from valve (continued)

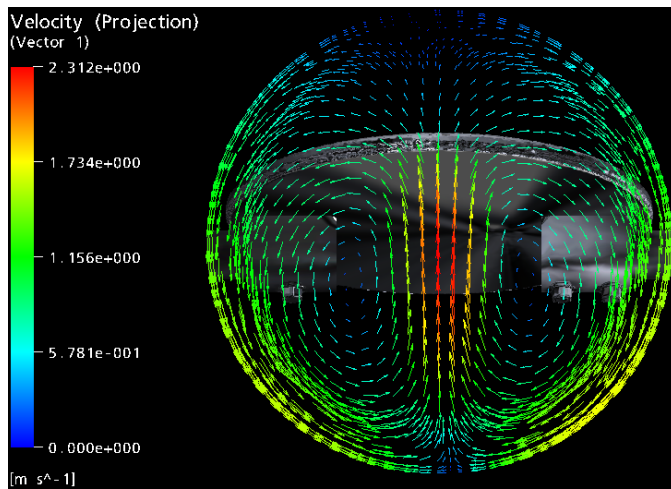


(e) 50°

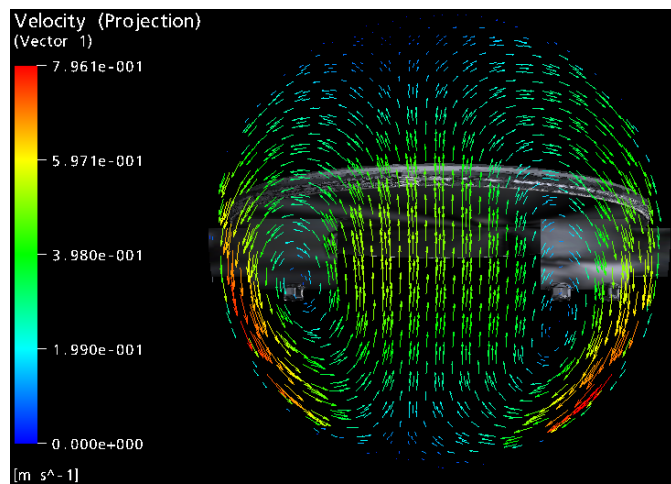


(f) 60°

Fig. 3.12 Tangential velocity vectors at cross section of 1.3m
from valve (continued)

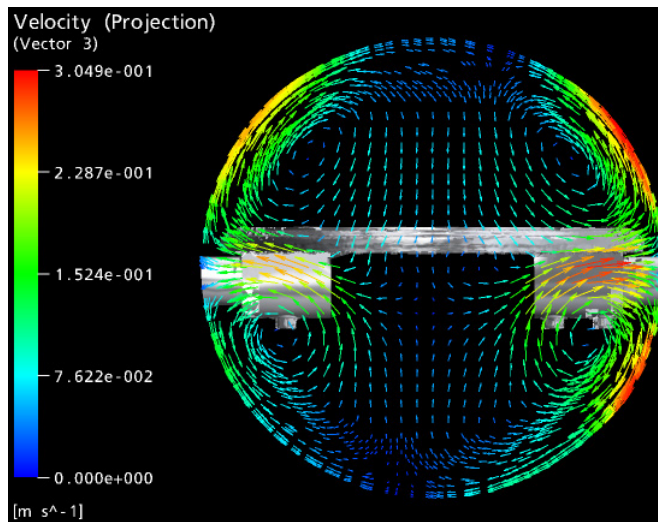


(g) 70°



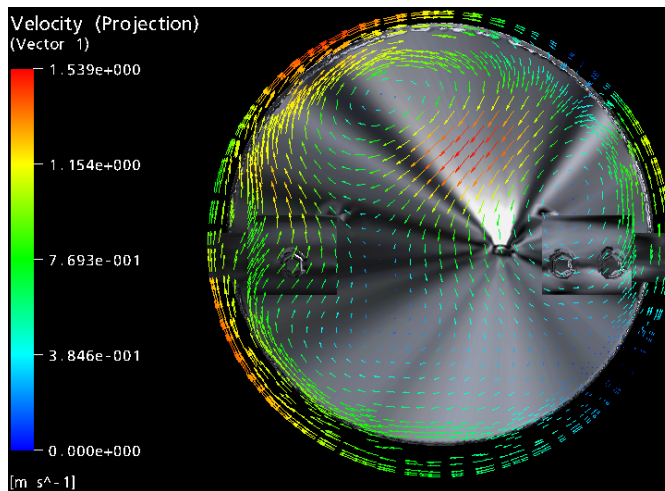
(h) 80°

Fig. 3.12 Tangential velocity vectors at cross section of 1.3m
from valve (continued)



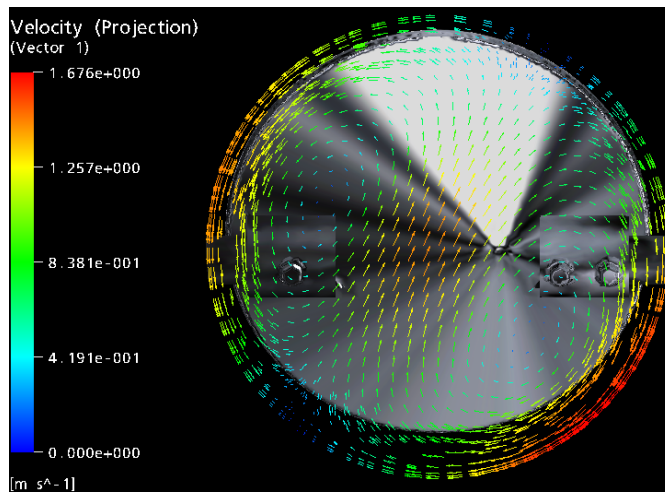
(i) 90°

Fig. 3.12 Tangential velocity vectors at cross section of 1.3m from valve

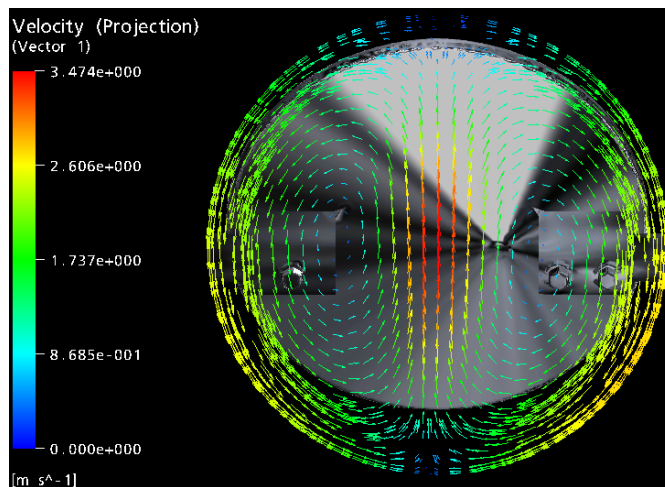


(a) 10°

Fig. 3.13 Tangential velocity vectors at cross section of 1.8m from valve (continued)

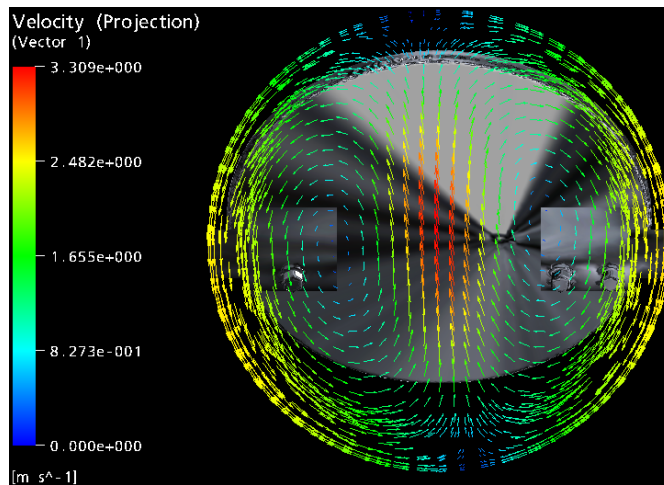


(b) 20°

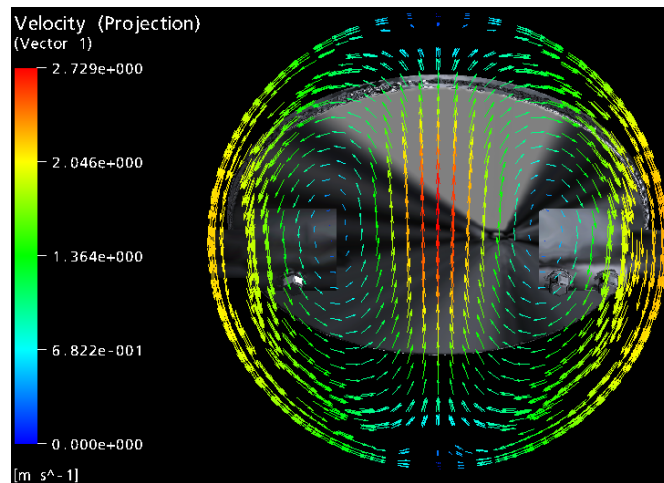


(c) 30°

Fig. 3.13 Tangential velocity vectors at cross section of 1.8m
from valve (continued)

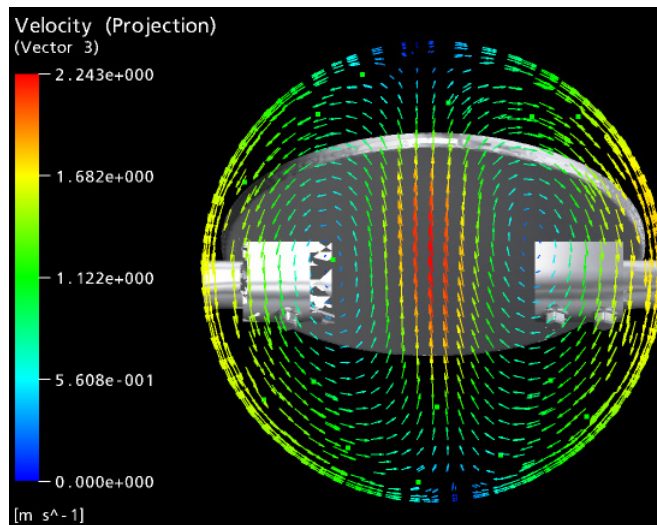


(d) 40°

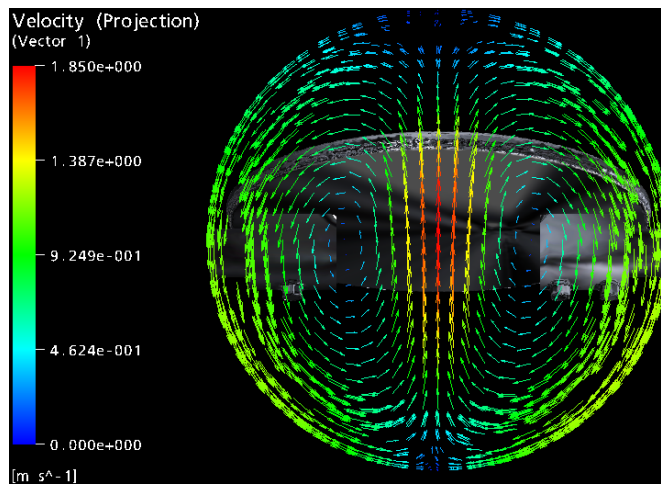


(e) 50°

Fig. 3.13 Tangential velocity vectors at cross section of 1.8m
from valve (continued)

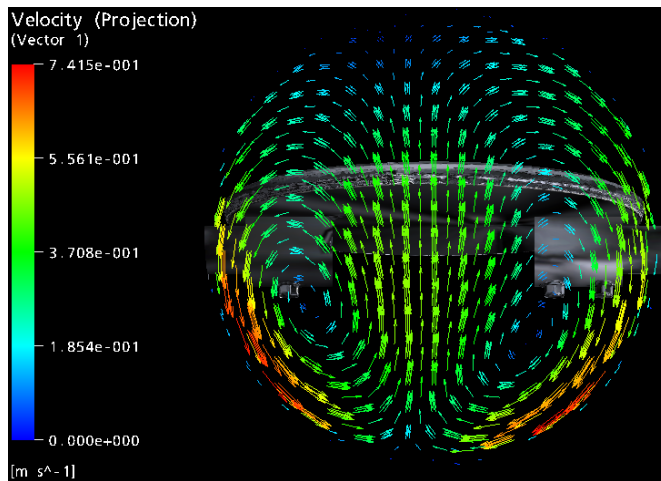


(f) 60°

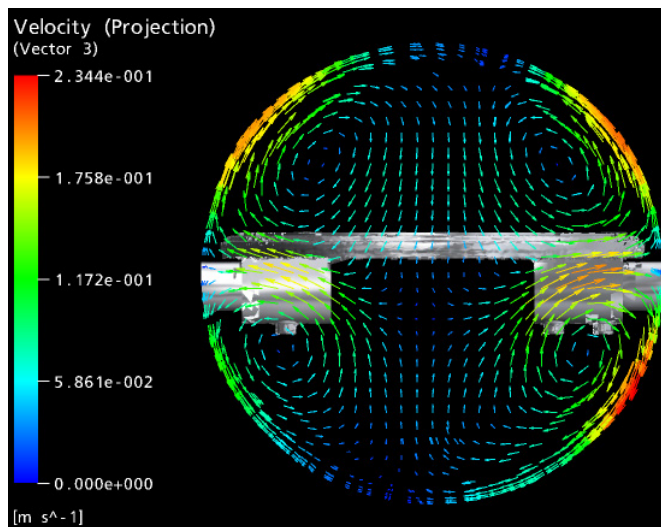


(g) 70°

Fig. 3.13 Tangential velocity vectors at cross section of 1.8m
from valve (continued)



(g) 80°



(c) 90°

Fig. 3.13 Tangential velocity vectors at cross section of 1.8m
from valve (continued)

3.5.3 압력분포

밸브로 유입되는 흐름은 밸브시트의 개폐각도에 따라 압력면에 높은 정압을 발생시키며 밸브시트를 통과하면서 좁은 유동면적을 통과하면서 흐름은 가속되어 밸브 압력면(pressure side)과 흡입면(suction side) 사이의 압력차가 발생하게 된다. 이와 같은 압력의 변화는 밸브입구로부터 유입되는 동압이 밸브 디스크면에서 정압으로, 다시 밸브시트를 통과해서 후류로 발달하는 과정에서 동압으로 변환되는 일련의 에너지 변환 과정을 거치게 된다. 이와 같은 압력 변화는 밸브시트에 의해 폐색된 유동면적에 기인하며, 밸브 손실계수 변화의 주된 원인이 된다.

Fig. 3.14에 밸브 개도별 중앙단면에서의 절대압력 분포를 나타내었다. 밸브개폐 각도가 10° 인 경우 밸브시트에 의해 폐색된 유로의 단면적이 크기 때문에 밸브 압력면에 작용하는 정압의 크기가 상대적으로 높게 나타난다. 밸브 시트를 통과하는 흐름에 의해 형성되는 후방 압력은 약 0.1 MPa 정도이며, 밸브 전면에 작용하는 압력은 약 1.9 MPa 정도로 형성된다. 전 · 후방 압력 차는 약 1.8 MPa 정도로 크게 나타나며, 이때의 밸브 손실계수는 상당히 크게 발생함을 예측 할 수 있다. 밸브 개폐각도가 증가함에 따라, 밸브 전 · 후 압력차가 점점 감소하며 밸브시트가 완전 개방되는 90° 에 이르러서는 밸브 전 · 후 압력차가 약 20 Pa 정도로 거의 평형상태를 유지한다.

Fig. 3.15, Fig. 3.16에 개도별 압력강하 그래프를 위치에 따라 나타내었다.

밸브시트 전단부의 압력은 밸브시트 중심으로부터 0.3m 위치에서 측정 되었고, 밸브시트 후단부 압력은 0.3m 간격으로 모두 9 개소에서 면적평균 절대압력 데이터를 측정하였다. Fig. 3.15에 나타낸 그래프는 다른 각도의 결과에 비해 큰 압력강하 결과를 보이는 10°, 20°의 데이터를 포함하고 있기 때문에 다른 각도에서의 결과 그래프 형태가 상대적으로 쉽게 구별되지 않는 문제가 있어 Fig. 3.16에 90°의 결과를 대표로 나타내었다.

Fig. 3.15과 Fig. 3.16의 결과 그래프에서 모든 각도범위에서의 압력강하 그래프 형태는 밸브 전 0.3m 위치에서 급격하게 높아진 압력이 밸브 후방 0.3m 위치까지 급격히 강하하며, 이후 0.9m 위치까지 압력이 점차 회복되어 거의 변화 없이 평형을 이루는 형태를 나타내고 있다. 이러한 압력의 변화는 밸브에 작용하는 항력과 양력의 발생에 큰 영향을 미치게 되며 이러한 양력과 항력의 변화는 결국 밸브 디스크면에 작용하는 토크를 유발한다.

Table 3.4에 밸브 디스크에 작용하는 양력, 항력, 토크의 변화를 개도별로 나타내었다. 항력과 토크의 경우 항상 양의 방향으로 작용하고 있으며 양의 방향은 흐름방향을 의미한다.

양력의 경우 90°를 제외한 각도 범위에서는 음의 부호를 갖는데, 이는 밸브 디스크 면에 작용하는 양력의 방향이 디스크 하부로 작용함을 의미한다. 그러나 90°의 경우 양력이 양의 방향성분을 갖는데, 이는 밸브 디스크가 유동방향에 평행한 상태로 유지되는 상황에서 양력의 발생 방향이 밸브 디스크 상부로 작용함을 의미한다.

Fig. 3.17에 밸브 개도각 40°까지 양력은 항력보다 낮은 값을 유

지하고 있으나, 밸브디스크 개도각이 40° 이상으로 유지됨에 따라 밸브디스크에서 양력이 항력보다 높게 작용하고 있다.

일반적으로 토크는 밸브의 개폐 각이 커짐에 따라 유동저항이 감소하기 때문에 점점 감소하는 특징을 나타낸다. 그러나 Fig. 3.18에 밸브 개도각의 변화에 따른 토크 변화는 10° 에서 최대값인 54.6Nm 이 작용하며, 20° 와 30° 에서 감소하고, 50° 에서 최대값에 가깝게 증가하다 60° 이후부터 다시 감소하여 90° 에서는 최소값 6.3Nm 이 작용한다. 이와 같이 손실계수로부터 구한 이론 토크곡선과 비교하면 본 연구에서 도식한 토크곡선이 밸브 개도에 따라 다른 경향을 보여, 추가로 보정된 토크곡선을 나타내고 있다.

Fig. 3.19에 밸브 개폐각도 30° , 60° , 90° 인 경우에서 밸브디스크 중앙단면에서의 압력분포 그래프를 나타내었다. 그래프에서 좌측이 밸브 디스크 상류측, 우측이 하류측을 나타낸다.

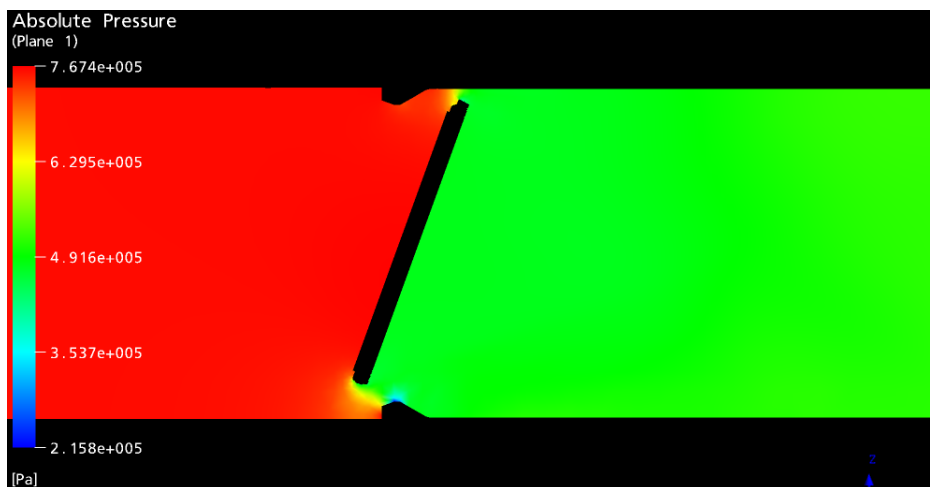
30° 의 경우, 밸브의 압력면에 큰 압력이 작용하고 있음을 알 수 있으며, 흐름이 좁은 유동단면을 통과하면서 발생하는 낮은 압력이 대부분 밸브 끝단에서 형성되고 있음을 알 수 있다.

60° 의 경우, 상류측 디스크 면에 큰 압력이 작용하고 있으나, 밸브 디스크 단면을 따라 하류 측으로 갈수록 압력이 점차 감소하는 특징을 보인다. 이는 밸브 시트 표면을 따라 진행되는 흐름이 가속됨에 따라 발생하는 것으로 파악되며, 밸브 디스크 아랫면 하류 부분에서 가장 낮은 압력이 형성되고 있다. 이는 밸브 디스크를 통과하는 흐름이 디스크 선단에서 박리되어 디스크 하단부 하류측 국부 영역에서 재순환 영역을 형성하기 때문이다.

90°의 경우 밸브 선단에서 가장 높은 압력이 발생하며, 이는 밸브 상류측에서 유입되는 흐름의 동압이 정압으로 변환되는 정체점과 일치한다. 밸브 디스크 표면을 따라 형성되는 흐름은 밸브 끝단으로 부터 박리되어 국부적인 재순환 영역을 형성하는데, 이 영역에서 가장 낮은 압력분포가 나타나고 있다.

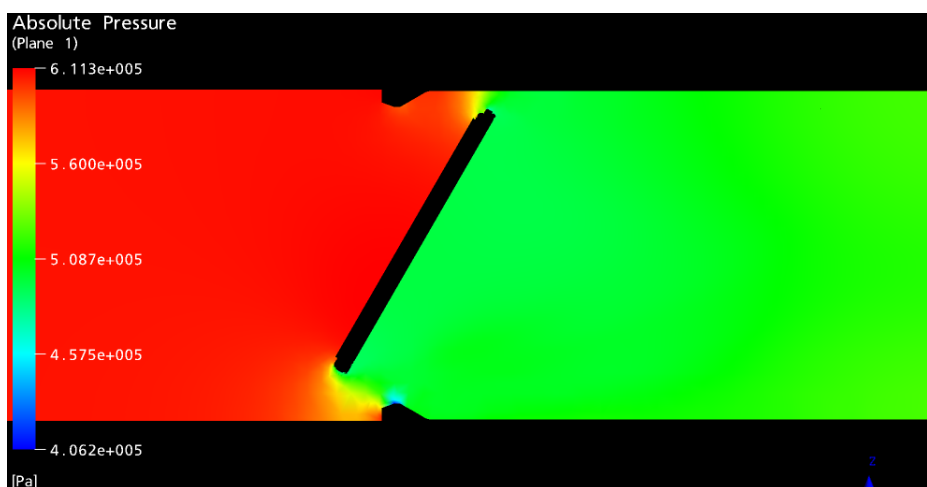


(a) 10°

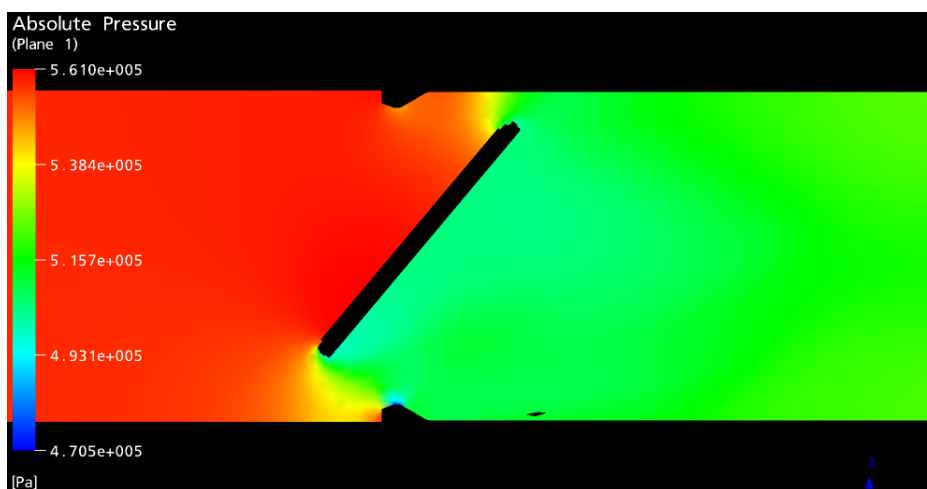


(b) 20°

Fig. 3.14 Pressure distributions at the mid section (continued)

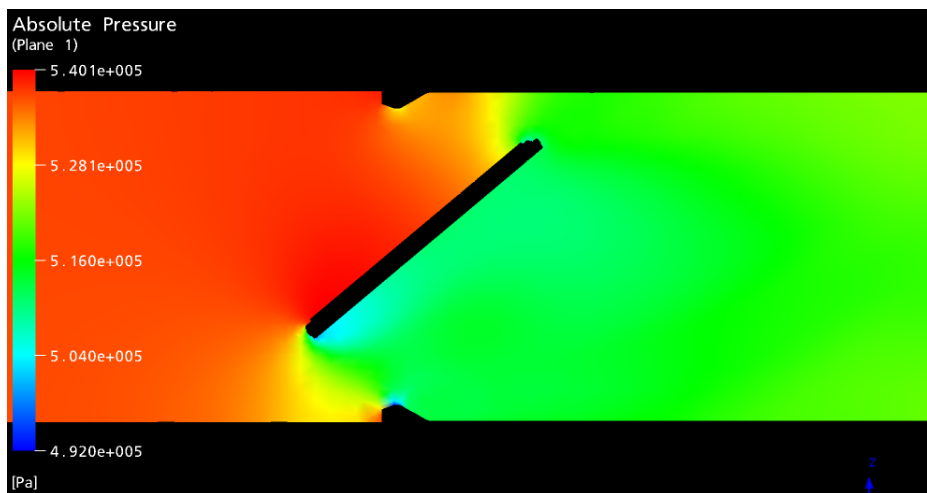


(c) 30°

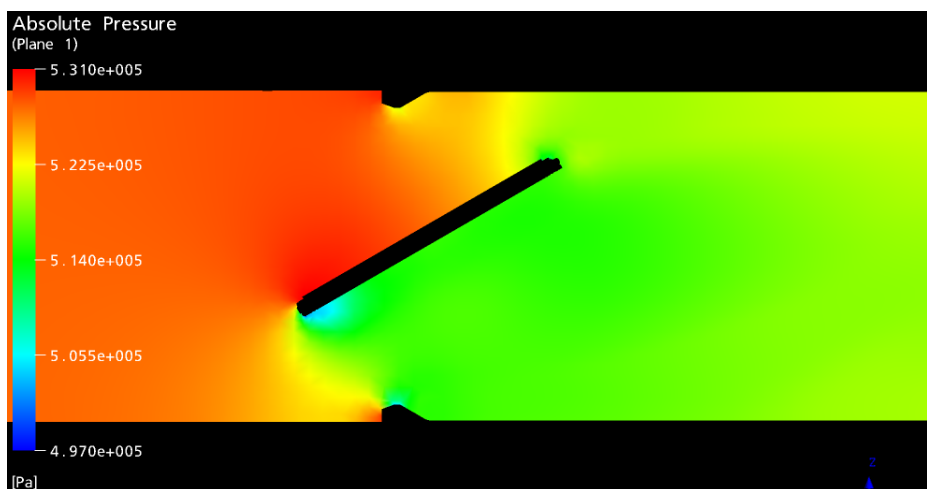


(d) 40°

Fig. 3.14 Pressure distributions at the mid section (continued)

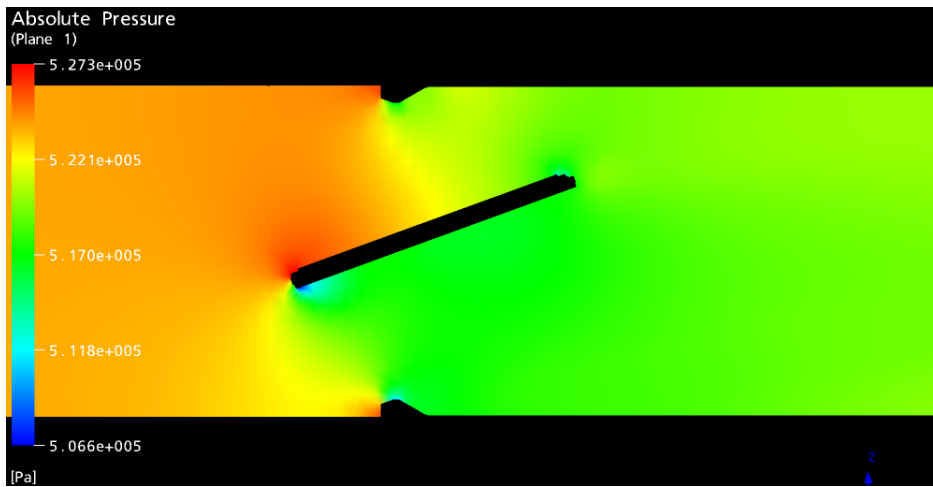


(e) 50°

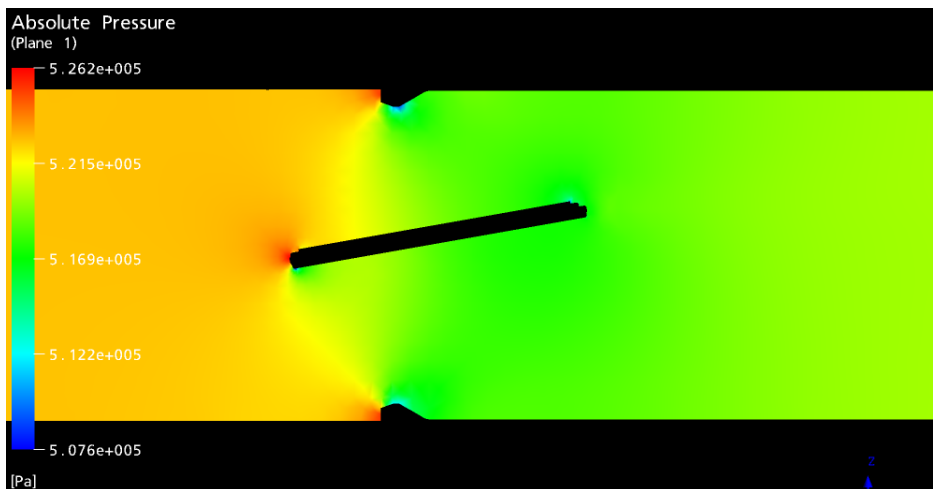


(f) 60°

Fig. 3.14 Pressure distributions at the mid section (continued)

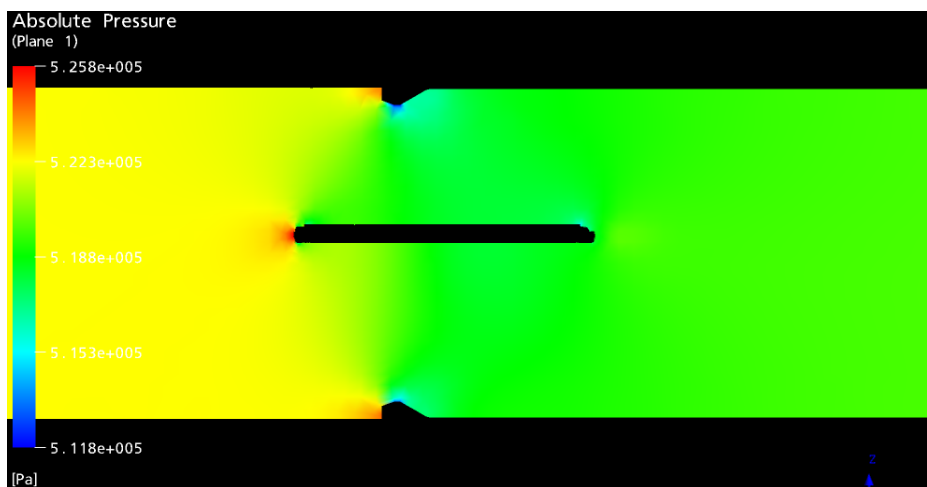


(g) 70°



(h) 80°

Fig. 3.14 Pressure distributions at the mid section (continued)



(i) 90°

Fig. 3.14 Pressure distributions at the mid section

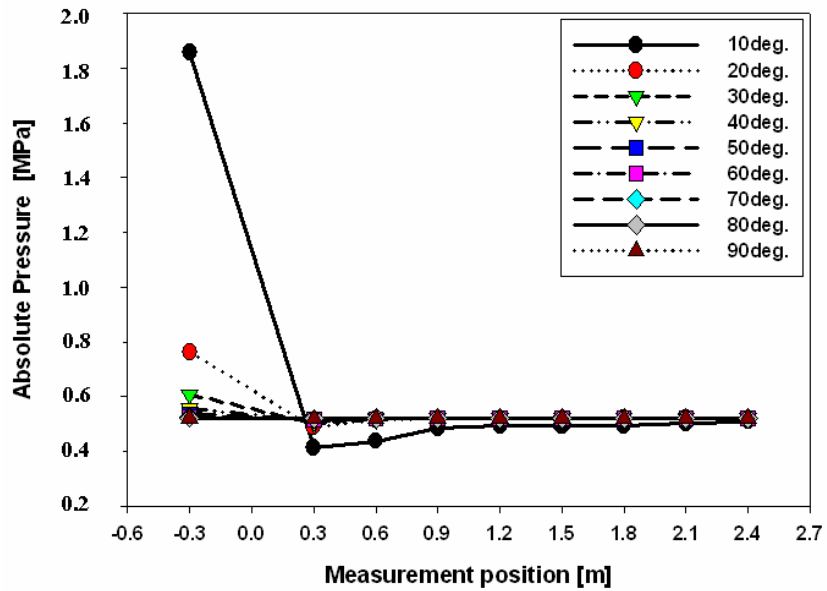


Fig. 3.15 Pressure distributions by various opening angles

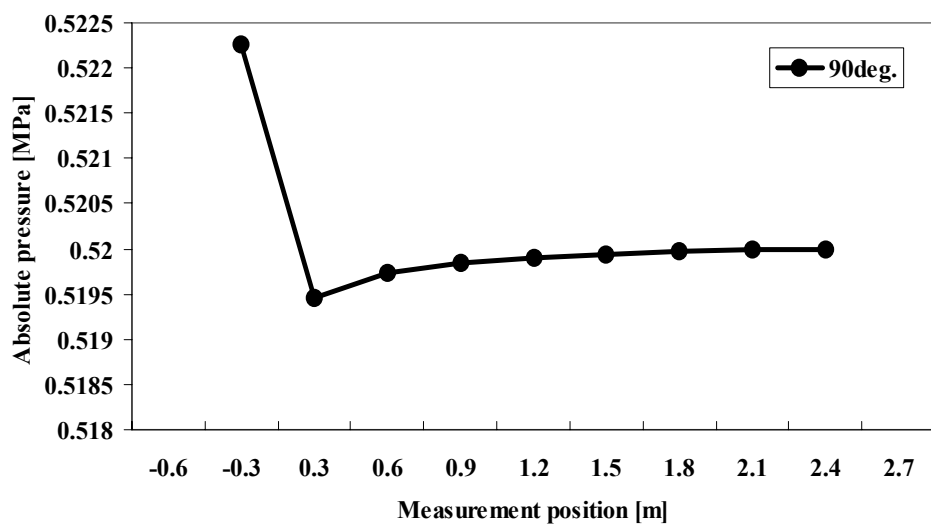


Fig. 3.16 Pressure distribution at 90°

Table 3.4 Force acting on the valve disk

	Lift [kN]	Drag [kN]	Torque[Nm]
10°	-21.6	140.8	54.6
20°	-9.3	26.3	26.5
30°	-5.4	9.5	28.9
40°	-3.3	4.0	46.5
50°	-2.0	1.7	52.4
60°	-1.2	0.7	47.5
70°	-0.6	0.3	28.5
80°	-0.07	0.1	8.9
90°	0.1	0.09	6.3

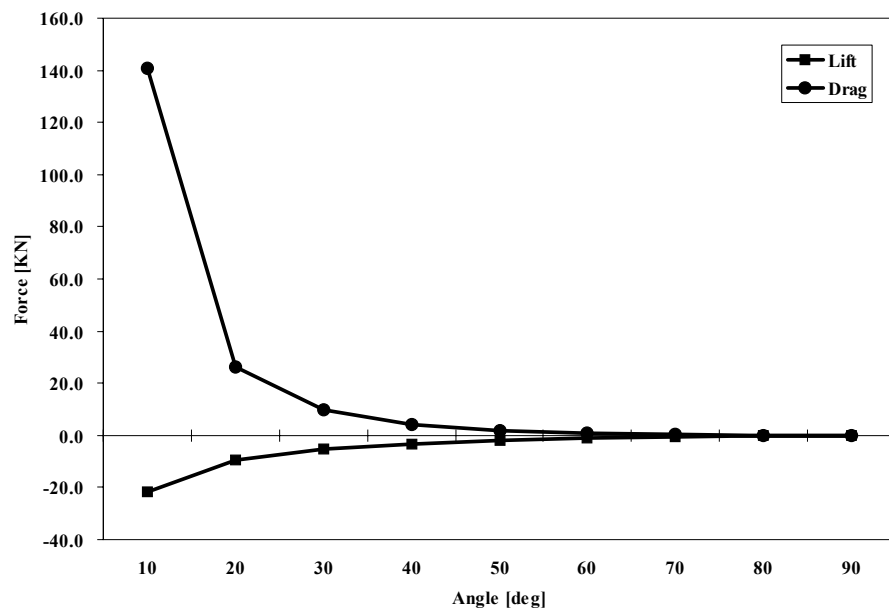


Fig. 3.17 Lift and drag distributions by various opening angles

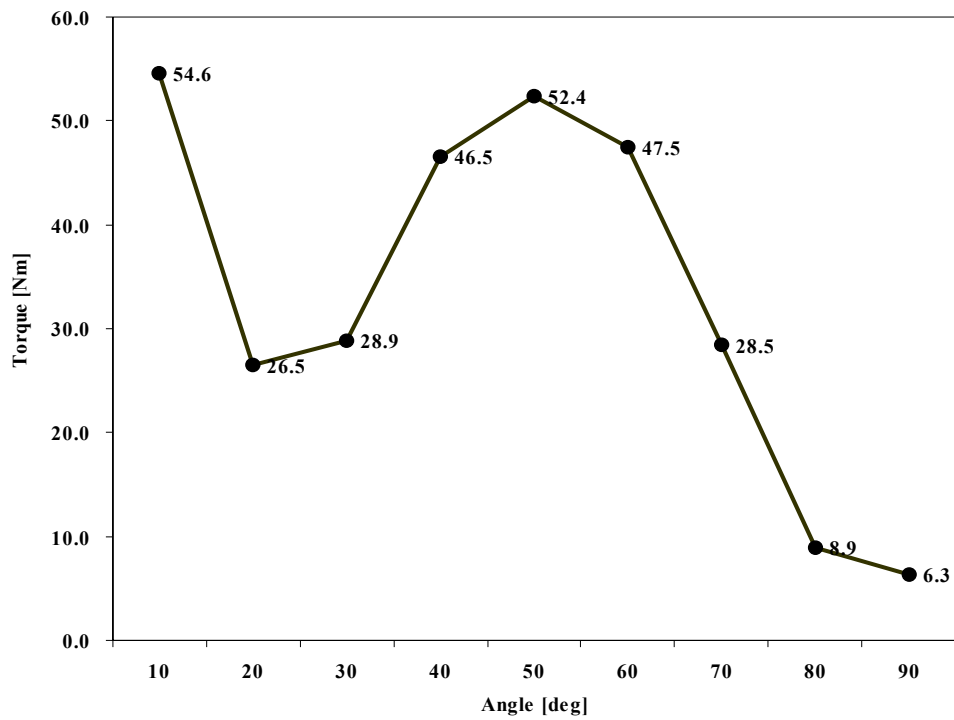


Fig. 3.18 Torque acting on the valve disk

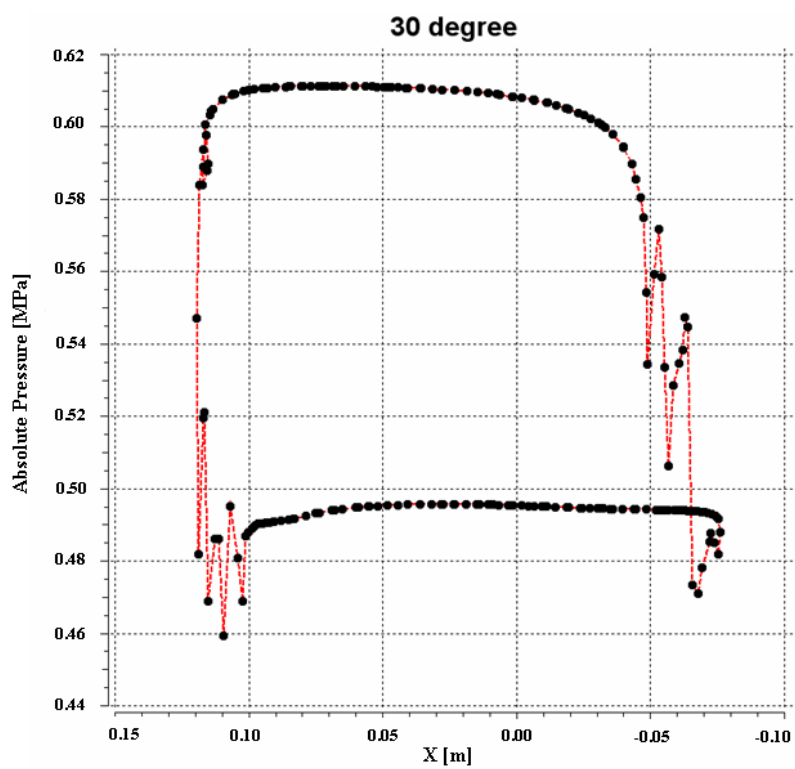


Fig. 3.19 Pressure distribution at center plane of the disk
(continued)

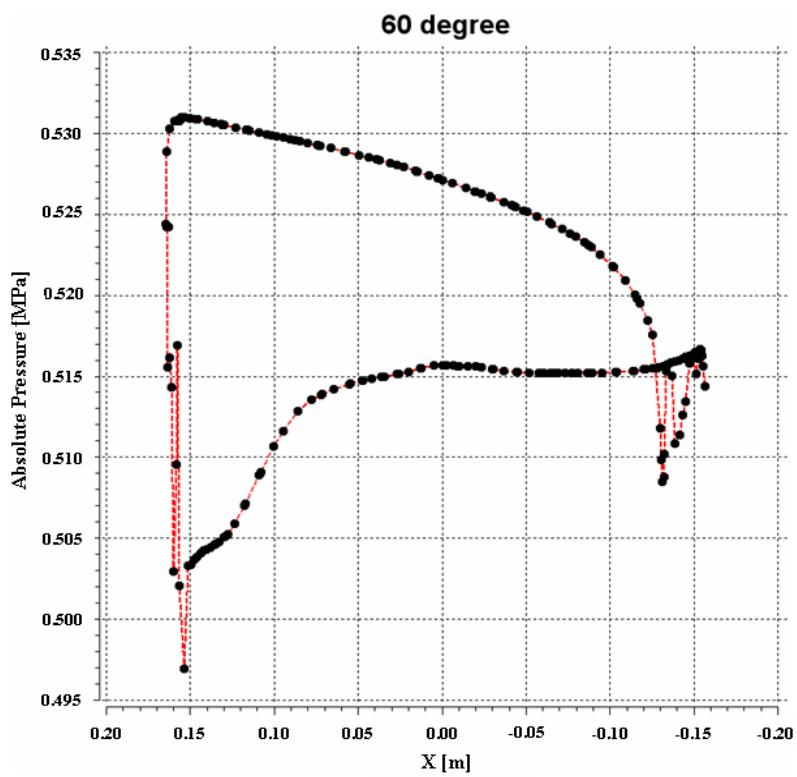


Fig. 3.19 Pressure distribution at center plane of the disk
(continued)

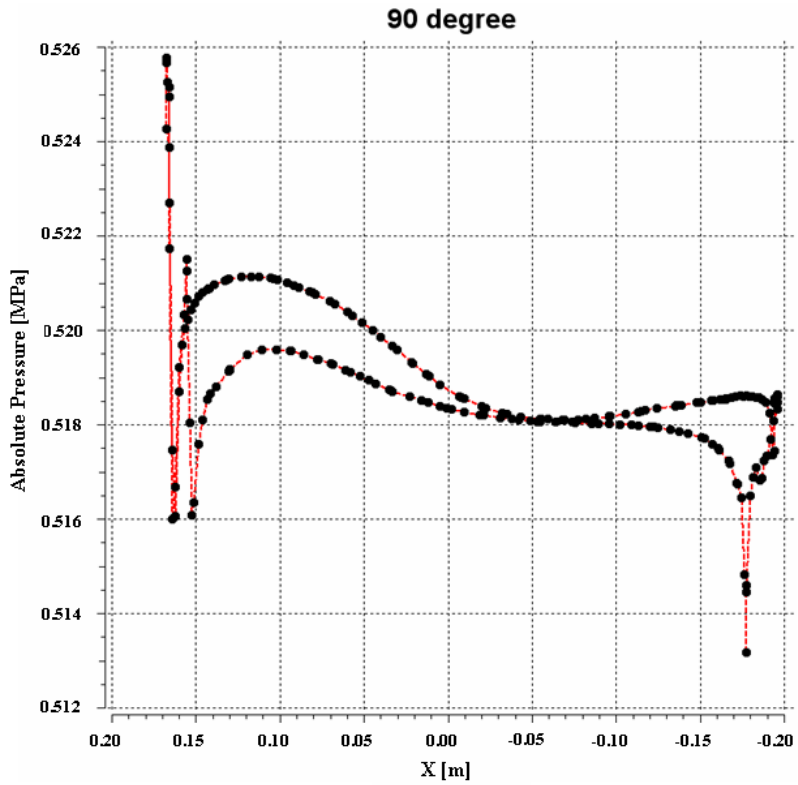


Fig. 3.19 Pressure distribution at center plane of the disk

3.5.4 캐비테이션

본 연구에서는 작동유체로써 액화메탄을 사용하였다.

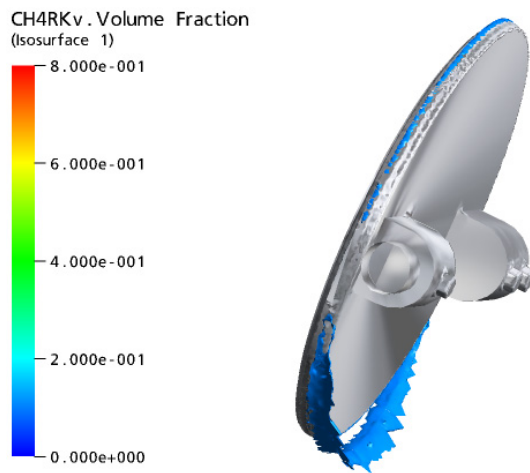
액화메탄은 알래스카산 LNG 성분의 99%를 차지하는 조성이기 때문에 LNG의 실제 물리적 성분을 반영한 작동유체라 생각할 수 있다.

버터플라이 밸브는 배관내부에 설치되어 유량조절용으로 사용되는 형태이기 때문에, 밸브 디스크 선단부 유입 유속 및 전후 압력 차의 크기에 따라 디스크 주변 혹은 후류 쪽으로 캐비테이션이 발생할 우려가 있다. 밸브 디스크 주변부에서 발생하는 캐비테이션 기포의 붕괴로 인한 충격 때문에 밸브 디스크면의 손상 및 밸브 지지 축의 손상, 배관벽면 손상 등의 문제가 발생하게 된다.

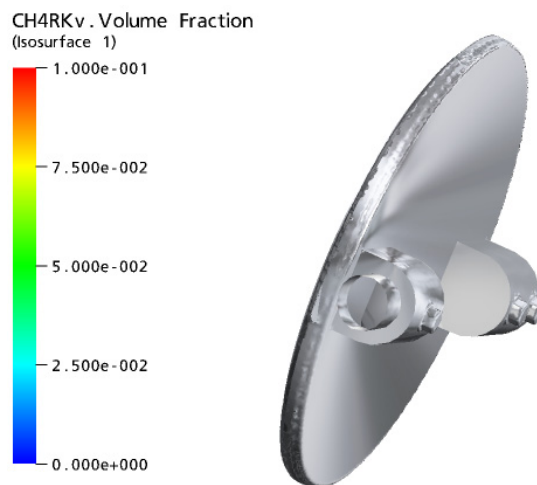
본 연구에서 적용한 LNG 수송용 버터플라이 밸브의 경우 측정 게이지 압력이 4.2 bar로 비교적 높게 유지되기 때문에 캐비테이션이 발생할 우려는 거의 없다고 보여 지나, 밸브 개도각이 10°인 경우에서 유동면적의 급격한 감소로 인한 밸브 전·후 압력손실이 크게 발생하기 때문에 밸브 디스크 주변부에서 캐비테이션 발생 가능성이 있다. 따라서 본 연구에서는 모든 개폐각도 범위에 따라 밸브 캐비테이션 해석 및 다상 유동해석을 수행하였으며, -162에서의 액화메탄의 포화증기압을 1.013×10^5 Pa로 설정하였다.

Fig. 3.20에 10°, 20°에서의 밸브주변부 캐비테이션 발생 결과를 대표적으로 나타내었다. 캐비테이션 발생여부는 VOF값으로 판단할 수 있으며, 결과에서 VOF율이 1인 경우는 완전한 메탄가스를 나타내고 0인 경우 완전한 액화메탄을 의미한다.

10°의 경우, 협소한 유동면적에 의한 영향으로 작동유체가 밸브 디스크를 통과하면서 급격한 압력강하를 초래하기 때문에 밸브 디스크 주변부에서 캐비테이션이 발생하고 있음을 확인 할 수 있었다. 이때 국부적으로 발생하는 최대 VOF율은 0.97이다. 반면, 밸브 개도각이 20°로 커지면서 압력 강하율은 10°의 결과에 비해 상대적으로 낮게 유지되기 때문에 대부분의 배관 내부 영역에서 액화 메탄의 포화증기압 이하로 떨어지지 않는다. 따라서 개도각 20°이후의 결과에서는 배관내 모든 영역에 대해서 캐비테이션 현상이 발생하지 않는다.



(a) 10°



(b) 20°

Fig. 3.20 Cavitation phenomena around the valve disk

3.5.5 밸브 손실계수

밸브 손실계수의 산정을 위해 식 2.20을 사용하였다.

밸브 입구유속은 4m/s 이고, 액화메탄의 밀도는 426.3kg/m^3 이다. 압력강하 값은 수치해석으로부터 얻은 결과를 바탕으로 계산하였으며, 밸브디스크로부터 0.5m 전방의 면적평균 압력과 후방으로 3m 되는 위치에서의 면적평균 압력의 차이 값을 사용하였다.

Fig. 3.18에 밸브 손실계수 값의 그래프를 나타내었다.

밸브 개도각 90° 의 경우 밸브 손실계수가 가장 낮은 반면 10° 의 경우 밸브 손실계수 값이 가장 크게 나타났으며, 이는 압력 강하율 변화에 따른 결과이다. 밸브의 손실계수 값은 30° 까지는 비교적 서서히 증가하는 형태를 보이나, 20° 부터 급격히 증가하여 10° 의 경우 최대값이 305.88에 달한다.

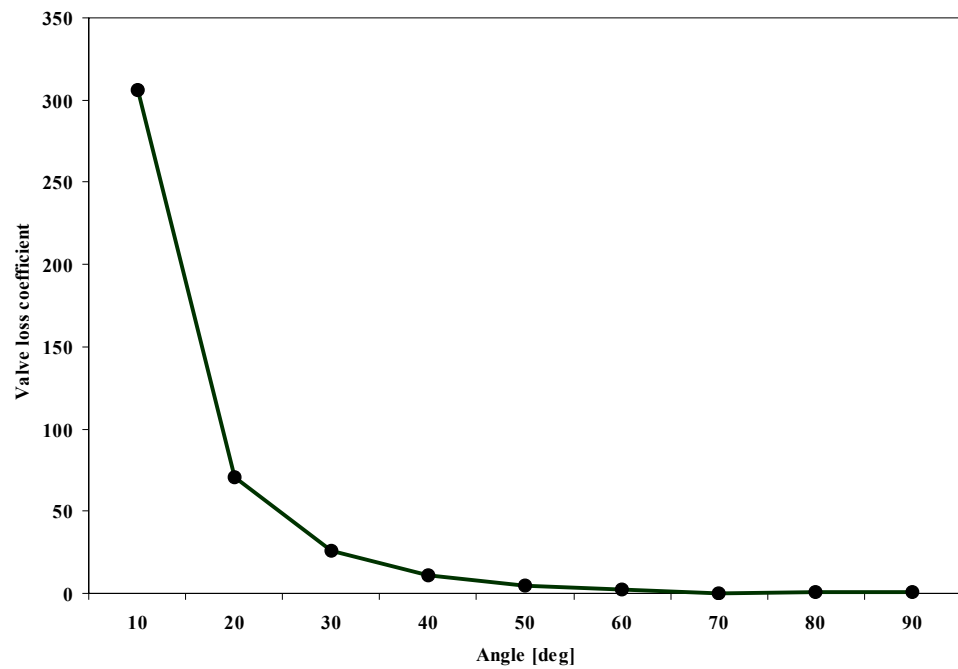


Fig. 3.18 Valve loss coefficient

제 4 장 결 론

본 연구에서는 LNG 화물이송시스템의 대다수를 차지하며 유량조절용으로 적용이 용이한 초저온 버터플라이 밸브 유동장에 대해 수치해석을 수행하기 위한 전 단계로 먼저 작동유체인 물을 사용한 직경 80mm 유동장에 대한 PIV에 의한 축소모델실험과 CFD에 의한 수치해석을 동시에 수행하여 밸브 개도각 변화에 따른 시간평균 속도벡터, 운동에너지, 유량계수와 압력 손실계수 등 유동특성을 상호 비교하여 정량적으로 일치함을 고찰하여 액화메탄의 유동장에서 수치해석의 타당성을 검증하였다.

LNG 수송 배관망에서 실제로 사용하는 작동유체인 액화메탄의 -162°C 초저온 상태의 버터플라이 밸브 유동장에 대해 수치해석을 하기 위해 직경 400mm 버터플라이 밸브 유동장을 CFX 10을 이용하여 밸브 개도를 10° 에서 90° 까지 10° 간격으로 변화시켜 수치해석을 수행하였으며, 밸브 주위와 상류 5D와 하류 10D 영역의 유동특성(유선, 속도벡터, 압력분포, 밸브손실계수)와 공력특성(밸브 디스크면에 걸리는 압력, 양력, 항력, 토크)을 정량적으로 구하였으며, 2상류 해석을 수행하여 밸브 디스크 배면에서 캐비테이션 발생 상태를 확인하였다. 3차원 유동장의 해석을 통해 횡단면 속도 벡터를 가시화하여 재순환 와 발생의 패턴을 체계적으로 관찰하였다.

다음과 같은 결론으로 요약될 수 있다.

1. 속도벡터는 밸브 디스크 후부에서 발생하는 재순환 와에 의해 중앙부로 선회하면서 하류로 진행하는 일정한 패턴을 관찰하였으며, 특히 밸브 개도각 10° 부근에서 밸브 디스크 주위로 캐비테이션 현상이 발생하였다. 이때 발생한 체적분율의 최대값은 0.97이다.
2. 밸브 개도각의 변화에 따른 밸브디스크 면에서의 양력, 항력을 구하였다. 디스크 각도가 증가함에 따라 양력은 밸브 디스크 후면부로 작용하나, 전개시는 이와 반대로 밸브디스크 전면부로 작용한다. 항력은 개도가 증가 할수록 감소하여 전개시에 최소값인 87.56N이 작용한다.
3. 밸브 개도각의 변화에 따른 토크 변화는 10° 부근에서 최대값인 54.6Nm이 작용하다 이후 감소하고, 40° 에서 60° 부근까지 최대값에 근사하게 증가하다 전개시에 최소값 6.3이 작용한다. 손실계수를 고려한 이론 토크곡선과 비교하면 추가로 보정된 토크곡선을 나타낸다.
4. 밸브 개도각의 변화에 따른 손실계수를 정량적으로 구하였으며, 밸브의 손실계수 값은 10° 의 경우 최대값이 305.9이며, 20° 에서 70.9로 급격히 감소하여 개도 변화에 따라 서서히 감소하는 경향을 보

이며, 90°에서는 최소값 0.7에 달한다.

LNG 수송관망에서 유량조절용으로 버터플라이 밸브 적용에 대해서는 최소 열림각에서 압력차가 크고 캐비테이션이 발생하는 점을 감안하여, 최소 유량 범위에서 제한하여 운전하고 내캐비테이션 재질을 적용한다면 LNG 수송관망에서 보다 안전성이 확보된 유량조절밸브로 채택할 수 있을 것이다.

또한 LNG선박의 조선 기자재 국산화율이 증가 추세인 점을 감안하면 본 연구가 초저온 특수밸브의 국산화를 위한 연구에 기여할 것으로 기대되어 진다.

참고 문헌

- [1] 한국무역협회, <http://www.kita.net>
- [2] Valve Manufacture Association of America, <http://www.vma.org>
- [3] 한국밸브협동조합, <http://www.valve.or.kr>
- [4] Instruction Manual, "Cryogenic Service Butterfly Valves and Accessories", AMRI, 1999
- [5] 오하시 히데오, "유체기계", 선중당, pp. 168~179, 1994.
- [6] Yves Lecoffre "Cavitation Bubble Trackers", A.A. Balkema, Rotterdam, Brookfield, pp. 25, 1999.
- [7] Addy, A. L., Morris, M. J. and Dutton, J. C., "An Investigation of Compressible Flow Characteristics of Butterfly Valve", ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 107, Dec., pp. 512~517, 1985.
- [8] Morris, Martin Jesse, Ph.d., University of Illinois at Urbana-Champaign "An investigation of compressible flow through butterfly valves", AAT8721721, pp.218, 1987
- [9] Eom K., "Performance of Butterfly Valves as a Flow Controller", ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 110, pp. 16~19, 1988.
- [10] Morris M. J. and Dutton J. C., "Aerodynamics Torque Characteristics of Butterfly Valves in Compressible Flow," ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 111, pp. 92~399, 1989.
- [11] Lipej A., Jamnik M., "Prediction of Kinetic Energy Correction Factor for Flow Past Butterfly Valve, Computational

Methods and Experimental Measurements" - International Conference, Vol.6, pp.385-394, 1993.

[12] K. Tani, Y. Ito, R. Oba, M. Iwasaki and Y. Hirata, "Study on Low-erosion Butterfly Valves", JSME International Journal, Series B, Vol.37, No.4, pp.746-751, 1994

[13] Shim E. B. and Chang K. S., "Three Dimensional Vortex Flow Past a Tilting Disc Valve Using a Segregated Finite Element Scheme", Computational Fluid Dynamics Journal, Vol. 3, pp. 205~222, 1994.

[14] Ogawa K. and Kimura T., "Hydrodynamic Characteristics of a Butterfly Valve - Prediction of Pressure Loss Characteristics, ISA Transactions", Vol.34 No.4, pp.327-334, 1995.

[15] Kimura T., Tanaka T., Fujimoto K. and Ogawa K., "Hydrodynamic Characteristics of a Butterfly Valve - Prediction of Torque Characteristics", ISA Transactions, Vol.34 No.4, pp.319-326, 1995.

[16] Kim, R. H. and Huang C., "Three-Dimensional Analysis of Partially Open Butterfly Valve Flows," ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 118, Sep., pp. 562~568, 1996.

[17] S. W. Kim, "A Study on Flow Characteristics of Butterfly Valve by PIV", Graduate School of Maritime Industrial Studies KMU, 1998.

[18] Caille V. and Laumonier J., "Effect of periodic aerodynamic pulsation on flow over a confined butterfly valve", Experiments

in fluids, Vol.25 No.4, pp.362-368, 1998.

[19] Sollic, C. Danbon, "Aerodynamic Torque Acting on a Butterfly Valve. Comparison and Choice of a Torque Coefficient", Journal of fluids engineering, Vol.121 No.4, pp.914-916, 1999.

[20] D. S. Kim, "Numerical Study of the High-Velocity Gas Flows through a Butterfly Valve", Graduate School, Andong National University, 1999.

[21] H. Y. Jeong, "A Study on Structural Stability of Butterfly Valve Using FEA", Graduate School, Dong-A University, 2000.

[22] Ogawa K, "Cavitation Phenomena around a Butterfly Valve", Japanese Journal of Multiphase Flow, Vol.16 No.2, pp. 110-119, 2002.

[23] Ogawa K. and Hisada K., "Reduction of Cavitation Noise around a Butterfly Valve", Technical Report - Institute of Sound and Vibration Research University of Southampton, Vol.422 No.1-2 , pp. 477-484, 2002.

[24] E. S. Kim, "Flow Analysis of Butterfly Valve to Prevent Cavitation, Graduate School", Han Yang University, 2002.

[25] D. M. Lee and Y. R. Kim, "A Study on the Flow Characteristics of a Butterfly Valve in Fire Protection", Kyeong Min University, 2002.

[26] D. M. Lee and S. U. Park, "A Study on the Torque Characteristics of a Butterfly Valve Disc in Fire Protection",

Kyeong Min University, 2002.

[27] Du Z.-n and Wu J., "Evaluation of Hydro-dynamic Moment on Tri-eccentric Butterfly Valve", Journal- Gansu University of Technology, Vol.29 No.4, pp.70-73, 2003.

[28] J. Y.. Yoon, S. J. Lee and E. S. Kim, "Numerical Analysis Flows in Butterfly Valves to prevent Cavitation", 유체기계저널:제 7권, 제1호, pp.9-16, 2004.

[29] M. S. Kalsi, B. Eldiwany, Vinod Sharma and Aaron Richie, Kalsi Engineering Inc., Eight NRC/ASME Symposium on Valve and Pump Testing, Washington, D.C., July 2004.

[30] S. I. Park, "Numerical Analysis of Flow Characteristics of Globe, Gate and Butterfly Valve", Graduate School, Chung Nam National University, 2005.

[31] J. S. Moon, "Evaluation of Butterfly Valve with 3-D Flow Simulation Program", Graduate School, Han Yang University, 2005.

[32] H. Y. Jeong, Y. M. Kang, J. Kang, Y. H. Lee and S. H. Oh, "Shape Optimization Design of a Butterfly Valve Using Orthogonal Array and Coupled-field Analysis", Dong-A University, 2005.

[33] Y. C. Park, J. C. Park, J. S. Choi and J. Kang, A Optimization of Butterfly Valve Using the Characteristic Function, 한국해양공학회지 제19권 제3호, pp.59-65, 2005

- [34] Leutwyler Z. and Dalton C., "A Computational Study of Torque and Forces Due to Compressible Flow on a Butterfly Valve Disk in Mid-stroke Position", Journal of fluids engineering, Vol.128 No.5, pp.1074-1082, 2006.
- [35] Y. C. Kim, A Study on the Design for Cryogenic Butterfly Valve, Graduate School, Han Yang University, 1993.
- [36] Gerceker M. M., "Tight at Cryogenic Temperatures: High Performance Butterfly Valve for Pipelines with Cryogenic Liquids", Linde Technology, Vol.1 No.2, pp.40-42, 2003.
- [37] C. H. Seor, "Cryogenic Butterfly Valve 개발 및 실험", 한국 유체공학학술대회 논문집, pp.75-78, 2006.
- [38] Lee Y. H., Choi J. W., Kim M. Y. and Kobayashi T., "Real-time Animation on PC from PIV Database", Proc. of VSJ-SPIE98 Yokohama, pp.234-235, 1998.
- [39] 이영호, 최장운, "PIV의 분류 및 원리", 대한기계학회지 제36권 12호, pp.1146-1162, 1996.
- [40] 서상호, 한명우, 노형운, "PIV를 이용한 비뉴턴유체의 원형관내 유동 가시화", 대한기계학회 춘계학술대회 논문집2권, pp. 131-134, 1999.
- [41] 최장운, 조대환, 이영호, "PIV에 있어서의 입자추적기법의 개선", 대한기계학회 추계학술대회 논문집 제2권, pp.360-365, 1993.
- [42] 이현, 김미영, 최장운, 이영호, "PIV에 의한 뭉툭물체 후류에서의 유동특성에 관한 연구", 한국유체공학학술대회 논문집,

pp.403-406, 2000.

[43] Riethmuller M. L., "Particle Image Velocimetry and Associated Techniques", von Karman Institute, 2000.

[44] D. H. Doh, "A Study on Three Dimensional Particle Imaging Thermometry and Velocimetry Using Liquid Crystal", Ph. D. Thesis Univ. Tokyo, 1995.

[45] H. Hu, T. Saga, T. Kobayashi, K. Okamoto and N. Taniguchi, "Evaluation of Cross Correlation Method by Using PIV Standard Images", Journal of Visualization, Vol. 1, No. 1, pp.87-94, 1998.

[46] 이영호, 최장운, "PIV에서의 계조치 상호상관법개발", 대한기계학회 춘계학술대회 논문집 2권, pp.396-400, 1996.

[47] 최장운, 이영호, "PIV에서의 보간방법의 적용", 대한기계학회 추계학술대회, 논문집 제 2권, pp.49-56, 1995.

[48] Kim Beom Seok, "A Study on the optimum blade design and Aerodynamic Performance Analysis for the Horizontal Axis Wind Turbine", e School, Graduate School, Korea Maritime University, 2005.

[49] ANSYS, 2006 Korea ANSYS CFX User's Conference, 2006.

[50] ANSYS 응용사례, 2006 유체기계 연구개발 발표회 논문집, pp.257-260, 2006.

[51] Toyo Valve Co.,Ltd, <http://www.toyovalve.co.jp>

감사의 글

1995년 대학원에 입학하여 이영호교수님의 지도하에 유체공학 분야 입문한지 어언간 11년의 세월이 지났다. 그동안 몇 년은 학업을 중단하기도 하였으나 이교수님께서 끊임없이 연구 활동을 하시는 것을 지켜보면서 저에게는 독려가 되었기에 오늘과 같은 결실을 맺게 되었다고 생각합니다.

오랜 은사님이시며 항상 학문 탐구에 정진할 수 있도록 격려하여 주신 김춘식학장님과 학위논문이 완성되기까지 논문의 주제 선정에서부터 수치해석과 실험과정에서 지도하여 주시고 부족한 논문을 세심하게 다듬어 주신 이영호교수님과 대전 엔스트사에 근무하며 멀리서 논문 완성에 일조한 김범석박사께 다시 한번 감사드립니다. 아울러 본 논문의 심사 위원장을 맡아 빛내 주신 왕지석교수님 그리고 4차에 걸쳐 세심한 심사와 조언을 아끼지 않으셨던 정재현학장님, 김유택교수님과 김정환 조선기자재연구원 책임연구원께 진심으로 깊이 감사드리며, 논문 작성과정에서 도움을 준 유동정보연구실 임재익실장과 남상현, 김창구, 조영진군과 각 분야에서 활동 중인 최민선교수, 김진구교수, 조대환교수, 강호근교수, 최영도박사, 심의보이사, 김만응박사, 김동찬검사, 김성동검사 등 많은 연구실 멤버께도 감사를 드립니다.

그동안 보이지 않게 뒤에서 힘이 되어 주신 우리회사 김명식 해사본부장님을 비롯한 선후배 동료들에게 감사한 마음을 드립니다.

가족과 많은 시간을 가지지 못했다고 불평하던 아내 전해자와 아

들 완제, 딸 경신과 기쁨을 함께 하고 싶으며, 아버지에게서 귀감이 되었으면 하는 바램이다.

왕교수님 심사평에서 말씀하신 “논문 인준이 공학 연구의 시발점을 명심하라” 처럼, 석학 피터 드러커가 전문가 영역에서 오랫동안 활동하였듯이 오늘의 한 편의 논문 완성이 새로운 인생 항로의 반석이 되어 선박관리 분야와 유체공학 분야에 폭 넓게 기여할 수 있도록 정진할 것을 다짐한다.

이 논문을 부모님, 형님, 가족 그리고 저를 아껴 주신 모든 분들과 함께하고 싶습니다.