



## 저작자표시 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.
- 이차적 저작물을 작성할 수 있습니다.
- 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#) 

공 학 석 사 학 위 논 문

압축성유체용 글로브밸브의  
최적 콘 형상 개발



부 경 대 학 교 대 학 원

기 계 시 스템 공 학 과

정 우 영

공 학 석 사 학 위 논 문

압축성유체용 글로브밸브의  
최적 콘 형상 개발



지도교수 장 지 성

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함.

2019년 2월

부 경 대 학 교 대 학 원

기 계 시 스템 공 학 과

정 우 영

정우영의 공학석사 학위논문을 인준함.

2019년 2월



주 심 공학박사 고 대 권



위 원 공학박사 정 석 호



위 원 공학박사 장 지 성



# 목 차

List of Figures .....	iv
List of Tables .....	v
Nomenclature .....	vi
Abstract .....	ix
제 1 장 서 론 .....	1
1.1 연구 배경 및 목적 .....	1
1.2 논문 구성 .....	3
제 2 장 글로벌밸브 모델 검증 .....	4
2.1 연구 개요 .....	4
2.2 글로벌밸브 모델 소개 .....	5
2.3 비압축성유체 이론해석 .....	8
2.4 비압축성유체 CFD해석 .....	10
2.4.1 지배방정식 .....	10
2.4.2 난류모델 .....	10
2.4.3 유동장 생성 .....	12
2.4.4 격자 및 경계조건 .....	13

2.4.5 유동 및 유량특성 분석 .....	15
2.5 비압축성유체 실험 .....	17
2.5.1 실험장치 및 계측방법 .....	18
2.5.2 실험결과 .....	21
2.6 결과 및 고찰 .....	23
<b>제 3 장 콘 형상 모델 개발 .....</b>	<b>25</b>
3.1 연구 개요 .....	25
3.2 압축성유체 이론해석 .....	26
3.2.1 유동상태 추정 .....	26
3.2.2 유속 및 유량계산 .....	29
3.3 콘 형상 모델링 .....	34
3.4 압축성유체 CFD해석 .....	34
3.4.1 지배방정식 .....	34
3.4.2 유동조건 .....	36
3.4.3 격자 및 경계조건 .....	37
3.5 CFD해석 결과 .....	38
3.5.1 콘 형상별 유동특성 분석 .....	38
3.5.2 콘 형상별 유량 수치해석 .....	43

3.6 결과 및 고찰 .....	56
제 4 장 결 론 .....	59
참고 문헌 .....	61
부 록 .....	64



## List of Figures

Fig. 2-1 Developed globe valve for experiment .....	5
Fig. 2-2 Modeling and description of developed globe valve .....	7
Fig. 2-3 Flow area modeling for flow analysis .....	13
Fig. 2-4 Vector distribution of globe valve .....	15
Fig. 2-5 Pressure distribution of globe valve .....	16
Fig. 2-6 Test process for capacity factor experiment .....	20
Fig. 3-1 3-type cone shape of designed globe valve .....	34
Fig. 3-2 Flow area modeling for flow analysis .....	36
Fig. 3-3 Meshing for flow analysis .....	36
Fig. 3-4 Vector distribution with notch shape for globe valve ..	39
Fig. 3-5 Vortex number of each cone shape .....	41
Fig. 3-6 Pressure distribution with notch shape for globe valve	42
Fig. 3-7 Massflow according to the displacement and outlet pressure .....	47
Fig. 3-8 Comparison of CFD results and fitting curves .....	51
Fig. 3-9 Comparison of gradient curves by fitting curves .....	54
Fig. 3-10 Opening rate- $\nabla Z$ fitting curves .....	55

## List of Tables

Table 2-1 Parameter for calculate of flow rate .....	9
Table 2-2 Dimension of flow area .....	13
Table 2-3 Domain conditions .....	14
Table 2-4 Boundary conditions .....	14
Table 2-5 Boundary conditions for capacity factor experiment ·	21
Table 2-6 Flow test result .....	21
Table 3-1 Domain conditions .....	37
Table 3-2 Boundary conditions .....	38
Table 3-3 Vortex number of each cone shape .....	40

## Nomenclature

$A$	cross section area	[m <sup>2</sup> ]
$b$	critical pressure ratio	
$C_d$	flow coefficient	
$C_p$	specific heat capacity at constant pressure	[J/(kg · K)]
$C_v$	specific heat capacity at constant volume	[J/(kg · K)]
$C_V$	valve capacity coefficient	[gal/min]
$C_p$	specific heat capacity at constant pressure	[J/(kg · K)]
$c$	sonic velocity	[m/s]
$c_\mu$	SST $k-\omega$ turbulence model constant	
$F_1$	first SST blending function	
$F_2$	second SST blending function	
$G$	mass flow rate	[kg/s]
$g$	gravitational acceleration	[m/s <sup>2</sup> ]
$k$	eddy kinetic energy	[N · m]
$M$	mach number	
$P$	pressure	[Pa], [bar]
$\tilde{P}_k$	term of generating eddy kinetic energy	[N · m]
$p$	coefficient of fitting curve equation	
$Q$	volumetric flow	[m <sup>3</sup> /s], [m <sup>3</sup> /h]

$Q_{th}$	thermal energy	[N · m]
$R$	gas constant	
$S_e$	effective cross-sectional area	[m <sup>2</sup> ]
$s$	specific gravity	
$T$	temperature	[°C]
$u$	velocity	[m/s]
$v$	velocity	[m/s]
$W_{out}$	external work	[N · m]
$Z$	gradient	
$z$	z axis position	

### Greek symbols

$\beta$	SST $k-\omega$ turbulence model constant	
$\theta$	angle	
$\kappa$	specific heat ratio	
$\mu$	dynamic viscosity	[m <sup>2</sup> /s]
$\nu_t$	kinematic turbulence model constant	
$\rho$	density	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma$	SST $k-\omega$ turbulence model constant	
$\tau$	stress	[N/m <sup>2</sup> ]
$\omega$	turbulence frequency	

$\nabla$  dell operator

## Subscripts

1 upstream

2 downstream

$i$  tensor i

$j$  tensor j

$k$  tensor k

$l$  liquid

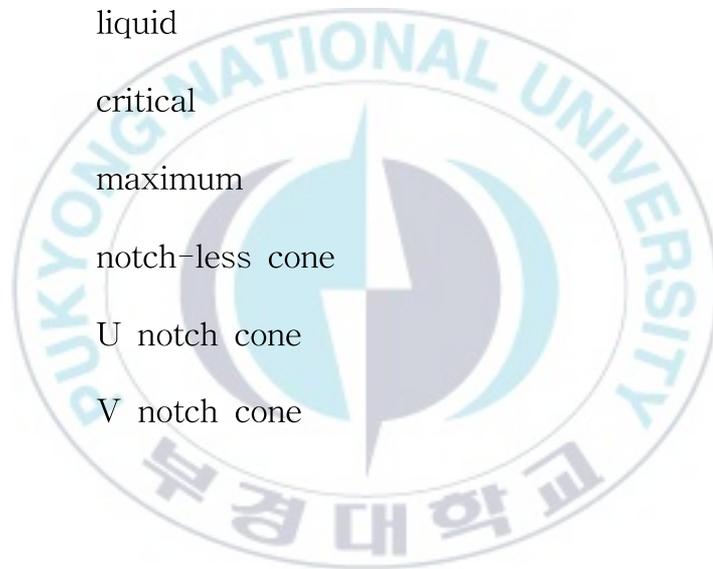
$cr$  critical

$max$  maximum

$N$  notch-less cone

$U$  U notch cone

$V$  V notch cone



**The development of optimum shape of cone for globe valve  
used of compressible fluid**

Woo-Young Chung

*Department of Mechanical System Engineering,  
The Graduate School, Pukyong National University*

**Abstract**

Fluid power is a technique that deals with the generation, control, and transmission of compressed fluid. In most industries, fluid power technology is being used, for example cars, tractors and aircraft. Fluid power technology has various advantages such as ease of control, high accuracy, and simplicity. However, since there is also a drawback such as a leakage problem corresponding to the leakage, the stability of the system can be guaranteed by properly designing the fluid to prevent leakage.

In order to overcome the shortcomings of the components of fluid power technology, there are many fluid power parts like a fluid power source, a control valve, an actuator, and other accessory devices but of these parts, control valve is the most important device commonly used. The control valve is a device for controlling the force and the control valve is classified into pressure control valve, flow control valve, direction control valve and proportional control valve according to the usage purpose.

Since various kinds of valves are required to be designed and manufactured, there is a lot of time and effort required to create or develop the valves desired by the user. There is a limitation in the work of directly measuring the flow characteristics by experiment or by using a large number of equations. It is inefficient to obtain all the data experimentally, it is possible to obtain a lot of data which is difficult to measure in the experiment by using Computational Fluid Dynamics (CFD) analysis technique.

In this study, after designing the globe valve, the CFD analysis and the verification of the experimental measurement are performed by theoretically calculating the incompressible fluid characteristic of the selected valve. In order to improve the flow characteristics of the valve using the globe valve CFD model which has been verified, we propose a theoretical calculation method of the compressible fluid characteristic. In the process of compressible fluid design, function modules are designed with three notches, notch-less cone, U notch-shaped cone, and V notch-shaped cone. The flow characteristics of each notch shape cone are confirmed by the flow analysis. In addition, the development of the globe valve is completed by examining the characteristics of the compressible fluid such as the flow velocity and the flow rate according to the opening rate and the outlet pressure of the globe valve through numerical analysis and selecting the optimum cone shape.

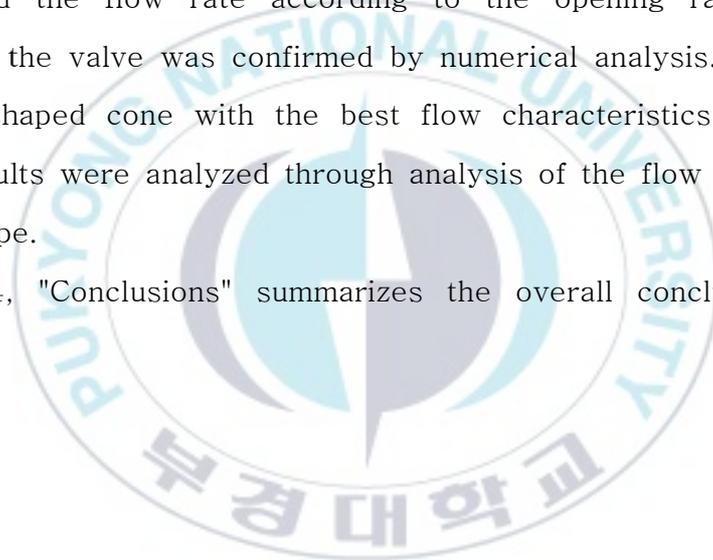
This paper is composed of 4 chapters, and the summary of each chapter is as follows.

In Chapter 2, "Verification of Globe Valve Model", the flow rate obtained from the CFD analysis of the globe valve CFD model for numerical analytical development and the experimentally obtained flow

rate were compared with the flow rate through the theoretical calculation to verify the modeling.

In Chapter 3, "Development of cone shape model," a method for calculating the characteristics of a compressible fluid, which is actually used fluid of a valve, is presented first. In order to develop the valve, the shape of the cone, which is one of the components of the operating module, was modeled as three types and the CFD analysis was carried out by establishing the governing equations and the turbulence model. The flow progress of the compressible fluid was confirmed by the flow analysis and the flow rate according to the opening rate and outlet pressure of the valve was confirmed by numerical analysis. Among them, the notch shaped cone with the best flow characteristics was selected and the results were analyzed through analysis of the flow characteristics of each shape.

Chapter 4, "Conclusions" summarizes the overall conclusions in this paper.



# 제 1 장 서 론

## 1.1 연구 배경 및 목적

유공압(fluid power)이란 압축유체의 생성, 제어, 전송을 다루는 기술이다. 유공압 기술은 1650년, 밀폐된 용기 내에서 유체의 압력은 줄지 않고 그대로 전달된다는 파스칼의 법칙(pascal's law)을 발견한 후 사실상 시작되었으며 제 2차 세계대전 이후 경제가 팽창되면서 오늘날 유공압이 적용된 예는 헤아릴 수 없을 정도로 많아졌다. 대부분의 산업 분야에 유공압이 사용되고 있다고 볼 수 있는데, 예를 살펴보면 자동차, 트랙터, 항공기 등이 있다(Anthony 2009). 유공압은 제어의 용이성과 높은 정확도, 단순성 등과 같은 다양한 장점이 있지만 유체 누설 문제나 마찰로 인한 에너지 소실과 같은 결점 또한 다양하기 때문에 높은 완성도를 가지고 설계되어야 시스템 안정성이 보장될 수 있다. 설계를 위한 유공압 기술 부품 중, 결점을 보완하기 위한 부품은 셀 수 없을 정도로 많지만 이 중 모든 기술에 공통적으로 사용되어지는 기기가 바로 제어밸브(control valve)이다. 유공압 구동장치의 구성요소는 일반적으로 펌프 및 압축기, 제어밸브, 액추에이터, 기타 부속 기기 등의 조합으로 구성되며 이들 가운데 제어밸브는 구동장치에서 요구되는 힘, 속도 및 방향의 제어를 행하기 위한 기기를 말한다. 제어밸브는 사용 용도에 따라 크게 압력 제어밸브, 유량 제어밸브, 방향 제어밸브로 나뉘며 각 제어밸브에서도 동작 형태에 따라 여러 가지로 나뉜다.

위와 같이 밸브의 종류가 다양한 만큼, 각 밸브의 설계 및 제작에 있어서 수많은 계산과 실험을 하여야 되기 때문에 사용자가 원하는 밸브를 설

계하거나 개발하는 작업에는 수많은 시간과 노력이 필요하다. 덧붙여, 다양한 형상을 가진 밸브 각각의 유동 특성을 실험적으로 측정하거나 개발하는 작업은 시간적으로나 공간적으로 제한이 있다.

이렇게 개발에 필요한 모든 자료를 실험적으로만 얻으려고 하는 것은 비효율적이다. 그렇기 때문에 전산유체역학(Computational Fluid Dynamics, CFD) 해석 기법을 사용한다면 실험에서 얻기 어려운 많은 자료를 얻을 수 있으며 설계 및 개발 소요 시간이 많이 단축되어 제작에 있어 큰 도움이 된다.

이에 본 연구에서는 제어밸브 중 밸브를 밸브 시트에 눌러 개폐를 실행하는 글로브밸브를 대상으로 밸브의 비압축성유체(incompressible fluid) 특성을 이론적으로 계산하는 방법을 이용하여 CFD해석 결과 및 실험적 결과의 비교검증을 완료한다. 검증된 3D 모델을 이용하여 밸브 유량 특성을 개선하기 위해, 먼저 압축성유체(compressible fluid) 특성을 이론적으로 계산하는 방법을 제시하며 개발 과정에서 밸브 내부 작동 모듈(function module) 중 하나인 콘(cone) 형상을 노치가 없는 콘, U자형 노치 형상의 콘 그리고 V자형 노치 형상의 콘 총 3가지를 모델링한 후 CFD해석을 진행한다. 유동 해석을 통해 세 형상 각각의 유동 특성을 살펴보고 동시에 수치해석을 통해 글로브밸브의 개도율(opening rate) 및 압력비에 따른 압축성유체의 특성을 고찰하여 최적 콘 형상을 제시한다.

## 1.2 논문 구성

본 논문은 총 4장으로 구성되어 있으며 각 장에 대한 요약은 다음과 같다.

제 2장 「글로브밸브 모델 검증」에서는 3장에서의 밸브 개발을 최종 목적으로, 설계한 글로브밸브 3D 모델의 CFD해석을 통해 얻은 유량과 실험으로 얻어진 유량을 비교하여 3D 모델링 검증하였다.

제 3장 「콘 형상 모델 개발」에서는 밸브 사용 유체인 압축성유체의 특성을 계산하는 방법을 먼저 제시하였다. 이후 작동 모듈의 구성요소 중 하나인 콘 형상을 3가지로 모델링 하였으며 난류모델을 이용해 CFD해석을 진행하였다. 해석을 통해 압축성유체 유동 특성을 확인하였고 밸브의 개도를 및 압력비에 따른 유량을 수치해석 하여 확인하였다. 그 결과, V자형 노치 형상의 콘이 유동특성이 가장 뛰어남을 확인하였다.

제 4장 「결론」에서는 본 논문에서의 총괄적인 결론을 정리하였다.

## 제 2 장 글로브밸브 모델 검증

### 2.1 연구 개요

전산유체역학(Computational Fluid Dynamics, CFD)이란 편미분방정식 형태로 표시될 수 있는 유체역학적 지배방정식을 컴퓨터가 이해할 수 있도록 대수방정식으로 변환하여 컴퓨터를 사용해 근사값을 구하는 학문이다. CFD에서의 결과는 이론적으로 계산된 값과 비교하자면, 근사값이기 때문에 오차를 갖는다는 단점이 있지만 해석에 관한 신뢰성 있는 격자 생성과 해석 기법을 사용한다면 낮은 차수의 다항식을 사용하여 높은 정확도를 얻을 수 있는 장점이 있다. 또한 실험적 방법과 비교하면 개발 기간의 단축이 가능하며 개발에 필요한 비용이 적게 든다. 하지만 품질이 떨어지는 격자와 잘못된 해석 기법이 사용된다면 결과의 신뢰성이 떨어지는 것이 CFD의 큰 문제점이다. 그렇기 때문에 CFD 결과를 증명할 수 있도록 이론적으로 계산한 결과 혹은 실험 결과와의 비교 및 검증 과정이 필요하다.

이에 따라 제 2장에서는 먼저 파일럿 조작식(pilot operated) 글로브밸브를 설계하였다. 이어서 설계한 3D 모델을 CFD해석하여 유동 특성을 확인하였으며 수치해석에서의 유량결과와 실험에서의 유량결과를 비교하기 위해 이론적 계산을 하여 그 결과를 비교하였다. 비교 결과를 바탕으로 3장에서 글로브밸브 모델의 유동 특성 개선을 위한 모델의 기초적인 검증을 완료하였다.

## 2.2 글로브밸브 모델 소개

본 연구를 통해 개발하고자 하는 모델은 ‘파일럿 유닛 조작식 글로브밸브’이다. 이 밸브는 시스템 사양 및 용도에 맞추어 유량 조절, 개폐 조절 및 압력 조절에 사용되는 파일럿 유닛을 교체 및 조합하여 하나의 밸브가 다양한 기능을 발휘할 수 있는 다용도 밸브이다. 아래 Fig. 2-1은 본 연구에서 설계한 글로브밸브를 나타내며 개발 초기 모델이기 때문에 파괴압력이 설계 기준에 못 미칠 것을 우려하여 외형을 두껍게 제작하였다. 밸브 상세 도면은 부록에 기재하였다.

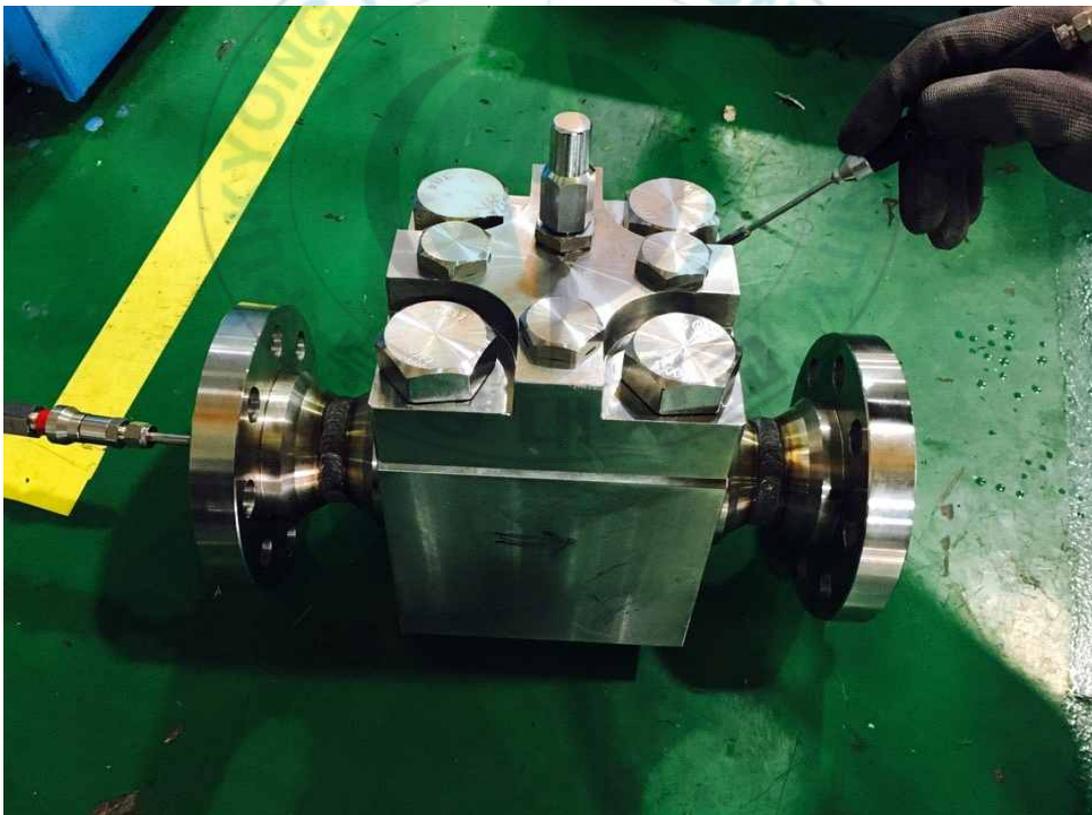
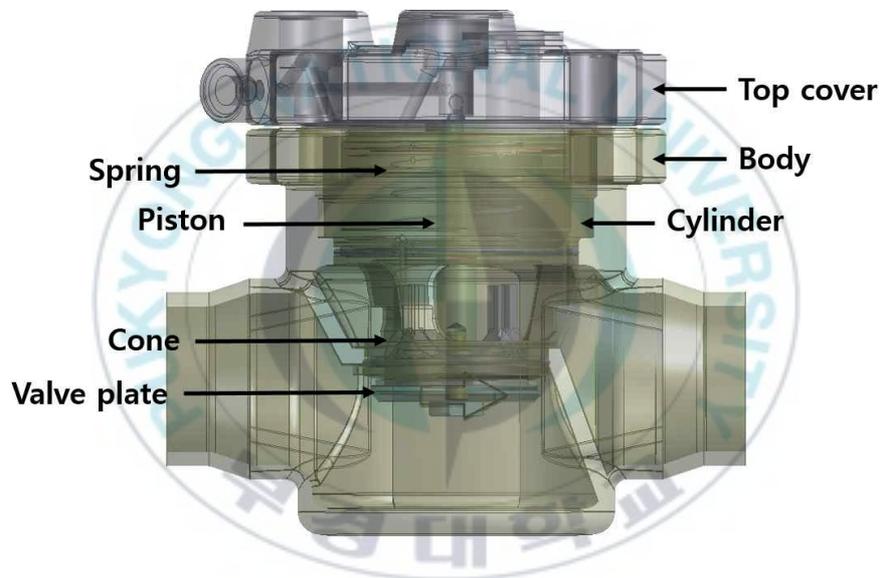
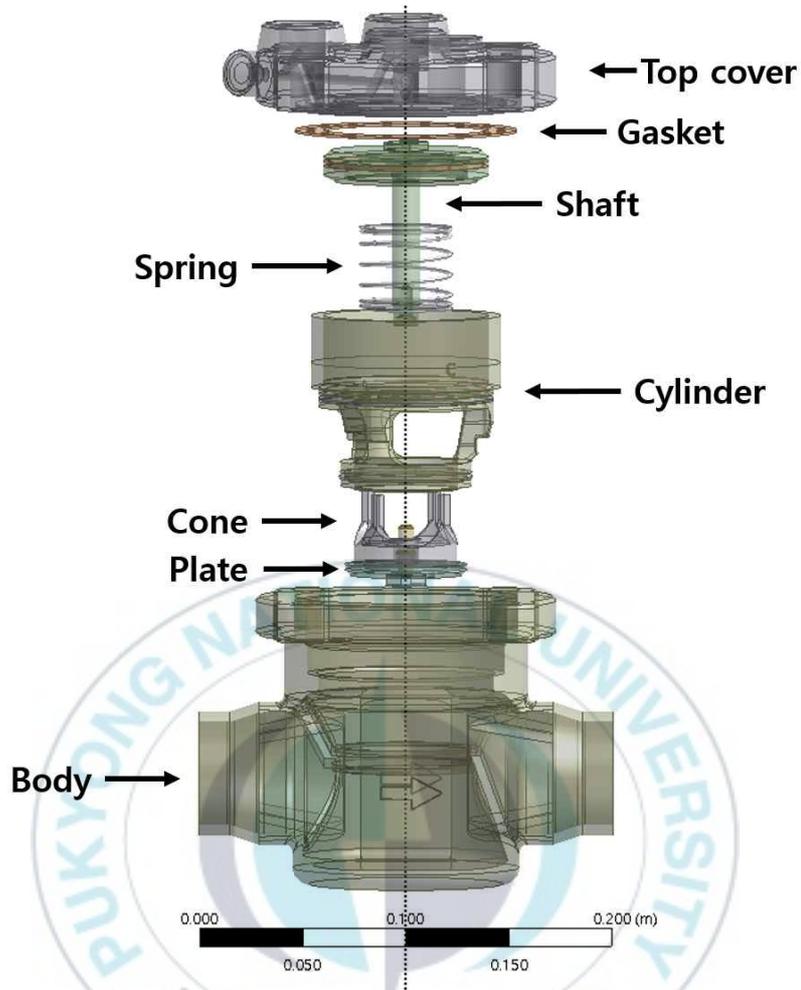


Fig. 2-1 Developed globe valve for experiment

밸브 구성은 크게 3포트 형식의 탑 커버(top cover) 및 바디(body) 그리고 작동 모듈(function module)로 구성되어 있다. 먼저 탑 커버는 각 포트별로 다양한 기능을 갖는 유닛을 장착할 수 있도록 유로 및 포트가 만들어져 있으며 바디는 입구 및 출구 직경을 50[mm]로 설계하였다. 마지막으로 글로브밸브의 핵심 요소인 작동 모듈은 실린더, 피스톤, 스프링, 테플론 시트 및 밸브 플레이트로 구성된다. 아래 Fig. 2-2는 밸브의 메인 구성 요소를 나타내며 ASME B31.3 규격에 따라 설계하였다.



(a) CFD modeling for developed globe valve



(b) Main component description of developed globe valve

Fig. 2-2 Modeling and description of developed globe valve

유량 계산 및 측정에 앞서, 실험을 하여 유량을 측정하는 경우, 밸브 용량계수  $C_V$ 을 이용하여 밸브 성능 검증을 진행하는 것이 통상적이다. 따라서 제 2장에서와 같은 작동유체는 비압축성유체(incompressible fluid)로 진행하였다.

## 2.3 비압축성유체 이론해석

일반적으로 비압축성유체가 밸브를 통과하는 유량은 교축부 단면적 및 입, 출구 측 압력차에 비례하며 유량은 식 (2-1)의 관계가 성립한다.

$$Q = C_d A \sqrt{\left(\frac{2\Delta P}{\rho}\right)} \quad (2-1)$$

계산 시 유량계수  $C_d$ 는 밸브로부터의 유량을 구할 때 이론값에 대한 보정 값을 말하며 일반적으로 밸브 마찰 손실 등을 고려하여  $0.6 \pm 0.1$ 을 사용한다(Flourentzou et al. 1998). 또한 단면적  $A$ 는 밸브 내부의 유체가 통과하는 부분의 가장 작은 단면적인 교축 단면적을 사용한다(Lee et al. 2016). 이렇게 계산되는 유량계수와 교축 단면적의 곱, 즉  $C_d A$ 는 유효 단면적(effective cross-sectional area)  $S_e$ 라고 한다.  $S_e$ 는 유체가 지름이 급격히 다른 곳으로 흐르면 그 흐름이 변하기 때문에 실제 유량을 유효하게 작동시키는 단면적, 즉 유동 능력을 나타내는 가상 단면적을 뜻한다. 본 장에서의 유효 단면적은 밸브 개도율이 100[%]일 때의 성능 검증을 목표로 하고 있기 때문에 교축 단면적이 가장 클 때의  $S_e$  계산을 하여 유량을 계산하였다. 이론적 유량 계산을 위한 매개변수  $C_d$ ,  $A$  값은 아래와 같다.

Table 2-1 Parameter for calculate of flow rate

	Name	Parameter	Unit
$C_d$	Flow coefficient	0.6	-
$A$	Cross section area	$1.284 \cdot 10^{-3}$	$m^2$

$C_d$ 는 차후의 CFD해석 결과 및 실험 결과와 비교해 허용 범위 내에서 재보정이 가능하기 때문에 먼저 일반적 수치인 0.6으로 가정하여 사용하였다. 교축 단면적  $A$ 는 최대 개폐 시의 콘과 실린더 사이의 교축 단면적을 계산하여 그 값을 사용하였다.



## 2.4 비압축성유체 CFD해석

### 2.4.1 지배방정식

밸브 내부 유동을 CFD계산하기 위하여 본 연구의 지배방정식을 아래 식과 같은 비압축성, 비정상상태, 점성유동을 고려한 식(Anderson 1995)을 적용하였다.

#### 1) 연속방정식

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (2-2)$$

#### 2) 운동량 방정식

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial(\rho \tau_{ij})}{\partial x_j} \quad (2-3)$$

여기서  $u_j$ 는 속도,  $i, j$ 는 텐서,  $\rho$ 는 밀도,  $P$ 는 압력,  $\tau$ 는 응력을 의미한다.

### 2.4.2 난류모델

모델링된 글로브밸브는 내부 형상이 복잡하기 때문에 와류가 많이 발생하며 유선이 복잡하다. 그러므로 벽면 근처에서는  $k-\omega$  난류모델을 사용하여 경계 조건만으로 정확한 계산을 하고 원방에서는  $k-\epsilon$  난류모델을 사용하여 계산하며 역압력 구배가 있는 곳은 전단응력 이송(SST)효과를 고려하는, 즉

와류가 발생하는 영역에서의 예측이 정확하고 복잡한 유량에서의 수치 안정성이 뛰어난  $k-\omega$  SST 난류모델(Menter et al. 2003)을 사용하였다. 지배방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i k)}{\partial x_i} = \tilde{P}_k - \beta^* \rho k \omega + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ (\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] \quad (2-4)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i \omega)}{\partial x_i} = \alpha \frac{\tilde{P}_k}{\nu_t} - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ (\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] + 2(1 - F_1) \rho \omega_2 \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \quad (2-5)$$

여기서 벽면으로부터의 거리에 따라 난류 모델을 조절하는 역할을 하는 블렌딩(blending) 함수  $F_1$  값에 따라,  $F_1$  값이 1인 경우, 즉 경계층 안에서는  $k-\omega$  모델이,  $F_1$  값이 0인 경우, 즉 경계층 바깥쪽은  $k-\epsilon$  모델을 이용해 계산한다. 난류 전달 방정식을 이용하여 계산한 난류로 난류 점성을 구할 수 있으며 아래 식 (2-6)과 같다.

$$\nu_t = \min\left(c_\mu \frac{k}{\omega}, \frac{a_1 k}{SF_2}\right) \quad (2-6)$$

식 (2-6)에서  $c_\mu$ 는 0.09의 상수,  $F_2$ 는 벽면까지의 거리와 난류 운동 에너지  $k$ , 소산률  $\omega$ 의 함수이다. 이렇게 총 2개의 블렌딩 함수  $F_1, F_2$ 을 이용하여 경계층을 구분 지으며 이에 따라 난류 방정식을 구성하고 난류 점성을 계산한다. 난류 운동 에너지 생성 항은 아래 식 (2-7)과 같다.

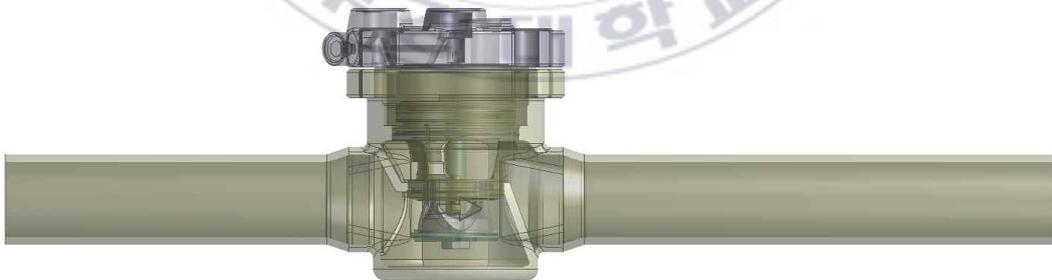
$$\tilde{P}_k = \min(P_k, 10 \cdot \beta^* \rho k \omega) \quad (2-7)$$

식 (2-7)과 같이,  $k-\omega$  SST 난류모델은 난류 생성이 소멸항의 10배를 넘지 못하도록 설계되어 있다.

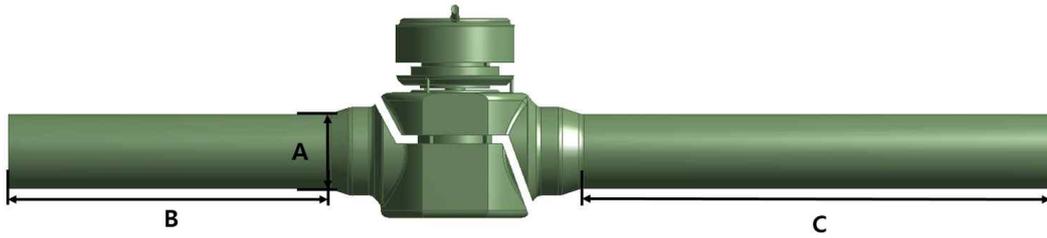
### 2.4.3 유동장 생성

본 장에서의 CFD해석을 위한 유동장(flow area) 생성 및 Meshing은 상용 해석 소프트웨어인 ANSYS 15.0을 이용하였다. 또한 전처리 및 후처리 과정은 ANSYS 내부 CFD해석 툴 중 하나인 CFX를 사용하였다.

Fig. 2-3은 유동 해석을 위해 유동장을 생성한 것이다. 와류 및 난류와 같은 유동 특성의 생성 확인에 있어서 정확성을 높이기 위하여 관로를 확장하여 유동장을 모델링하였다. 관로 사이즈는 밸브 입구 및 출구 직경 사이즈에 따라 결정되며 기본적으로 입구 측 관로는 Table 2-2와 같이 직경 사이즈의 4배, 출구 측 관로는 직경 사이즈의 6배 이상으로 모델링한다. 이는 유동의 완전발달을 관찰하기 위함이다.



(a) Modeling for making flow area



(b) Flow area for flow analysis

Fig. 2-3 Flow area modeling for flow analysis

Table 2-2 Dimension of flow area

No	Item	Size	Unit
A	Diameter of inlet and outlet	50	mm
B	Length of inlet pipe	200	mm
C	Length of outlet pipe	300	mm

#### 2.4.4 격자 및 경계조건

CFD 해석을 위해서는 각 격자들의 계산을 위한 격자 덩어리(domain)에서의 작동 유체, 난류 및 열전달 설정이 필요하다. Table 2-3은 본 연구에 적용된 격자조건을 나타낸다. 유체는 제 2.5장의  $C_v$ 값 측정을 위해 15.6 [°C] 비압축성유체로 설정하였으며 난류 모델은 앞서 말했듯  $k-\omega$  SST 난류모델을 사용하였다. 또한 열전달 모델은 등온(isothermal)으로 설정하여 해석을 진행하였다.

Table 2-3 Domain conditions

Domain	Name
Working fluid	Incompressible fluid
Turbulence model	$k-\omega$ SST
Heat transfer	Isothermal

아래 Table 2-4는 적용된 경계(boundary)조건을 나타낸다. 입구 측은 15.6[°C] 및 5[bar]로 설정하였고, 밸브 기준 사양에 따라 밸브 개도율이 100[%] 상태일 때의 최소 압차인 0.2[bar]를  $\Delta P$ 로 사용하기 위해 4.8[bar]로 설정하였다. 또한 간주벽면의  $U, V, W, \overline{u_i u_j}$ 에 대해서는 점착(No slip) 조건으로 설정하였다.

Table 2-4 Boundary conditions

Parameter	Value	Unit
Inlet temperature, $T_1$	15.6	°C
Inlet pressure, $P_1$	0.5	MPa
Outlet pressure, $P_2$	0.48	MPa
Pressure difference, $\Delta P$	0.02	MPa
Wall condition	No slip wall	

## 2.4.5 유동 및 유량특성 분석

명확한 난류 및 와류 생성 발달을 볼 수 있도록 피스톤 최대 변위인 20[mm]만큼 열어 놓은 후 유동해석을 진행하였다.

Fig. 2-4는 속도 벡터 분포를 나타낸 것으로, 디스크 상부와 밸브의 목 사이가 좁아진 유로 면에 의해 빠른 유속이 일어남을 확인하였다. 이후 좁은 유로를 통과한 유체는 유로가 넓어지는 밸브의 실린더와 피스톤 사이 공간에 도달하면서 속도가 느려지고 그 속도를 유지하고 있는 특성을 보였다. 또한 복잡한 내부 형상을 이유로 벽면으로의 부딪힘에 의한 와류 생성 또한 발견하였다.

Fig. 2-5는 압력 분포를 나타내며 Fig. 2-4와 함께 본다면, 유속이 증가한 부분에서 압력이 낮아진 것을 확인하였으며 목을 통과한 유체가 유로가 넓어지는 목 상부에 도달하면서 처음과 같은 압력으로 회복되지 못하지만 압력이 회복되고 있음을 확인하였다. 유체가 유동 시 피스톤에 부딪히면서 압력이 급격히 증가하는 것을 확인하였다.

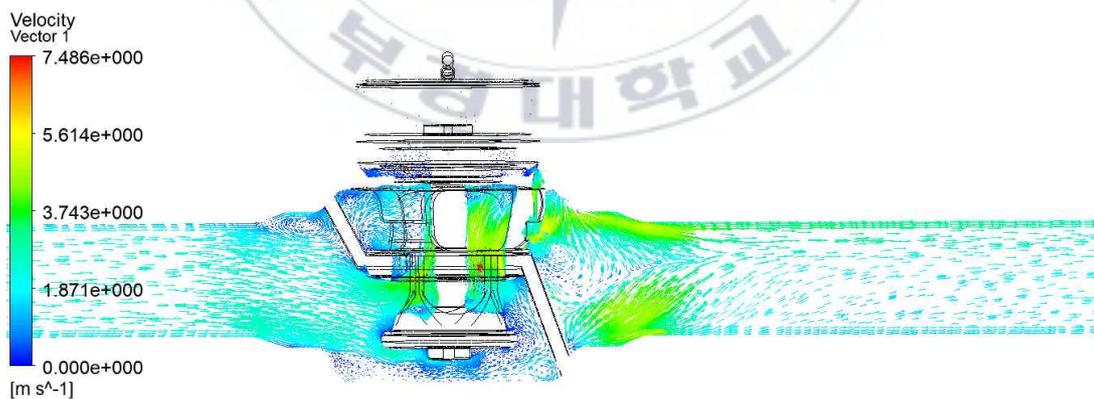


Fig. 2-4 Vector distribution of globe valve

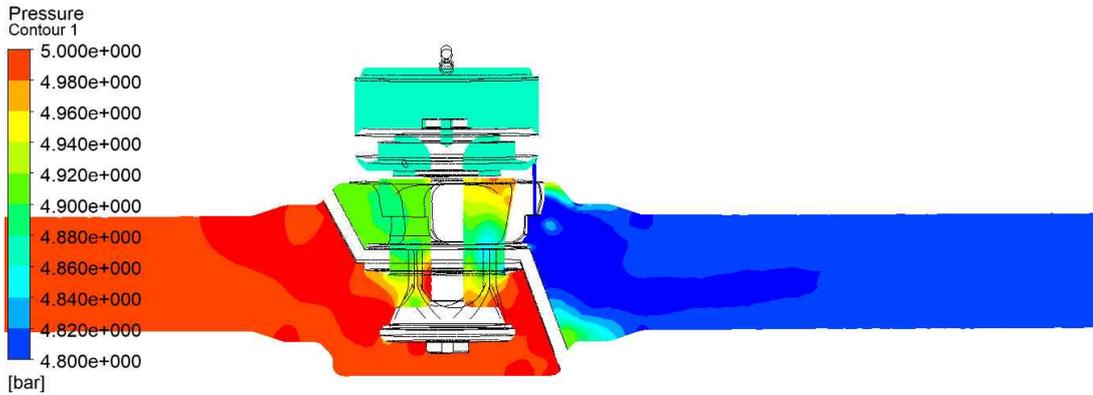


Fig. 2-5 Pressure distribution of globe valve

해석에 따른 입구 및 출구 질량유량(massflow rate)  $G$ 는 입구 질량유량  $G_1$ 이 4.327[kg/s], 출구 질량유량  $G_2$ 가 4.327[kg/s]로서 유량 손실은 없는 것으로 판단할 수 있다. 유량 수치검증을 위해 식 (2-1)을 사용한 유량 계산과정은 아래 식 (2-8)과 같다.

$$Q = C_d A \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad (2-8)$$

$$= 0.6 \cdot (1283.528 \cdot 10^{-6}) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 20000}{1000}}$$

$$= 4.8706 \cdot 10^{-3} [\text{m}^3/\text{s}]$$

$$\therefore G = 4.871 [\text{kg}/\text{s}]$$

$G$ 의 수치해석적인 계산 결과는 4.327[kg/s]이었으며, 이론적 계산에서의 결과는 4.871[kg/s]였다. 수치해석적인  $G$ 의 오차율은 약 11[%]정도로 계산되었으며 수치해석에서의  $C_d$ 는 0.53으로, 계산 시 사용한  $C_d$ 값 0.6과는 마찬가지로

가지로 약 11[%]의 오차율이 발생하였다. 따라서  $C_d$ 값의 사용 가능 범위인  $0.6 \pm 0.1$  에 따라  $C_d$ 값 0.53으로 재보정하여 제 2.5장의 실험을 진행하였다.

## 2.5 비압축성유체 실험

제 2.4장에서, CFD해석을 통하여 유동 시 내부 속도 및 압력 변화 그리고 수치해석에 따른 질량유량 값을 확인하였으며 이론적 방법을 통해 계산한 유량과 비교하였다. 하지만 이론적 계산 결과만으로 CFD해석 결과를 옳다고 말하기엔 신뢰성이 부족하며 이를 높이기 위해선 실험 결과와의 비교가 필요하다. 이에 따라 비교를 위해 실험 시 밸브 성능을 나타내는 계수인 밸브 용량계수  $C_V$ 을 실험을 통해 확인하였으며  $C_V$ 을 통해 확인한 유량 결과와 이론적 계산 유량 결과를 비교하였다.

먼저  $C_V$ 는 미국에서 통상적으로 쓰이는 계수로서 밸브 입구 및 출구 압력차를 1[psi]로 유지시킨 상태에서 60[°F]의 물이 밸브를 통과하는 유량을 [gal/min]으로 표시할 때 사용된다.  $C_V$ 는 용량계수에 관한 국제시험표준 IEC 60534-3-2 용량계수 계산법을 사용하여 그 값을 구하며 아래 식 (2-9)로 나타낼 수 있다. 식 (2-9)을 이용하여,  $C_V$ 을 기반으로 유량을 계산하는 식 (2-10)을 나타낼 수 있다(Ji 2006).

$$C_V = C_d A \sqrt{\frac{2g}{r_w}} \quad (2-9)$$

$$Q = C_V \sqrt{\frac{\Delta P}{s_l}} \quad (2-10)$$

식 (2-10)에서의 단위인 US단위를 미터 단위계로 환산하면 아래 식 (2-11)과 같으며  $C_V$ 값은 식 (2-12)로 표현할 수 있다.

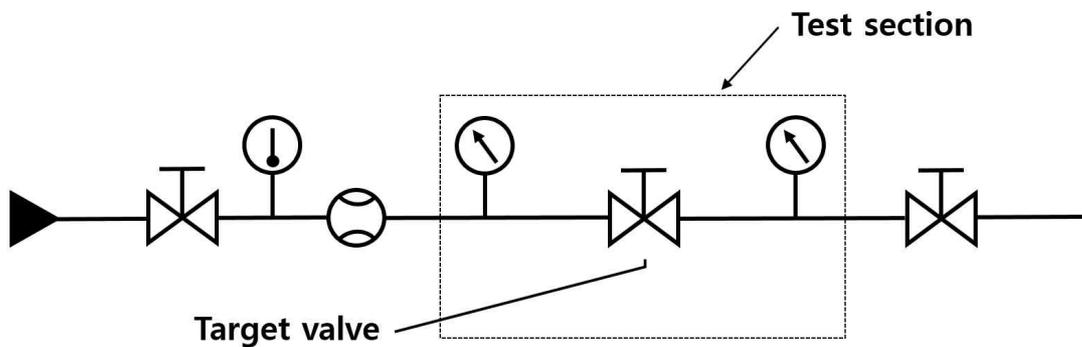
$$Q = 0.2271 C_V \sqrt{\frac{\Delta P}{0.07031} \frac{1}{s_l}} \approx \frac{C_V}{1.17} \sqrt{\frac{\Delta P}{s_l}} \quad (2-11)$$

$$C_V = 1.17 Q \sqrt{\frac{s_l}{\Delta P}} \quad (2-12)$$

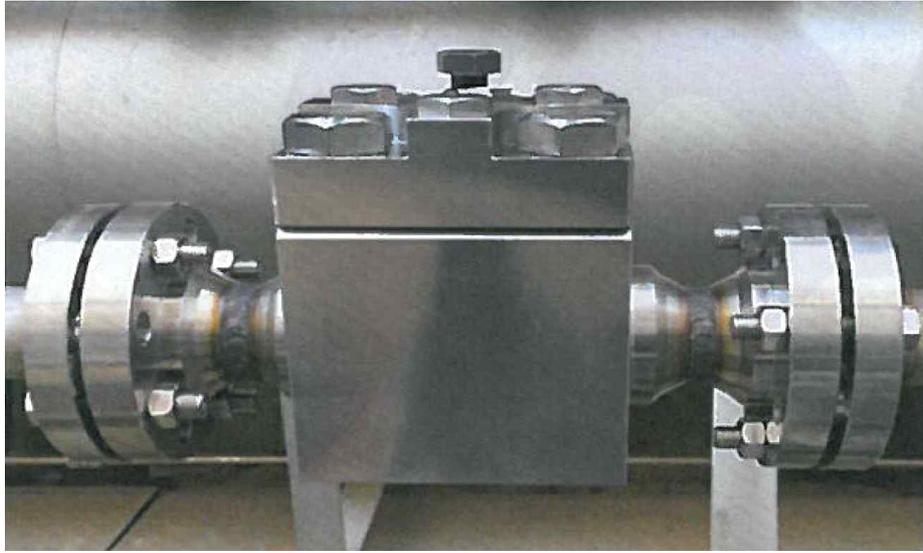
식 (2-11)과 식 (2-12)에서의 단위는 체적유량  $Q[\text{m}^3/\text{h}]$ , 압력차  $\Delta P[\text{bar}]$ 이며 비중  $s_l$ 는 유체가 비압축성유체인 물인 경우라면 그 값은 1을 사용한다.

### 2.5.1 실험장치 및 계측방법

$C_V$ 을 계측하기 위한 회로 구성 및 실험 장치는 아래 Fig. 2-6과 같으며 시험 방법은 ANSI/ISA-75.02 와 KS B 2101 밸브 용량 계수 시험 방법에 따라 진행하였다.



(a) The circuit for capacity factor experiment



(b) Target valve



(c) Test section



(d) Flow measuring field and equipment

Fig. 2-6 Test process for capacity factor experiment

온도계, 유량계, 압력계 및 유량을 조절하기 위한 스톱 밸브(throttle valve)가 글로브밸브 입구 측 배관 및 출구 측 배관에 하나씩 배치된다. 실험 방법은 스톱 밸브를 조작하며 입구압력과 출구압력을 실험하고자 하는 경계조건 수치에 맞춘 후 유량을 확인하였다. 실험 반복 횟수는 총 5회 반복 진행하였으며 실험을 위해 적용한 경계조건은 아래 Table 2-5와 같다.

Table 2-5 Boundary conditions for capacity factor experiment

Parameter	Value	Unit
Fluid name	Water	
Fluid temperature, $T$	15.6	°C
Inlet pressure, $P_1$	0.1139 ~ 0.1144	MPa
Outlet pressure, $P_2$	0.0394 ~ 0.0395	MPa

### 2.5.2 실험결과

실험을 통해 계측한  $Q$  및  $C_V$ 는 아래 Table 2-6과 같다.

Table 2-6 Flow test result

No	$P_1$ (MPa)	$P_2$ (MPa)	$Q$ (m <sup>3</sup> /h)	$C_V$ (gal/min)
1	0.1144	0.0395	28.6	50.132
2	0.1145	0.0395	28.6	50.031
3	0.1143	0.0394	28.5	49.956
4	0.1139	0.0394	28.6	50.536
5	0.1140	0.0395	28.6	50.536
Ave	0.1142	0.0394	28.5	50.238

위 경계조건에 따라 밸브 개도율이 100[%]일 때  $Q$ 는 28.5[m<sup>3</sup>/h],  $C_V$ 는 각각 50.238[gal/min]이 계측되었다. 계측결과 검증을 위해 식 (2-1) 및 제 2.4장에서 재보정한  $C_d$ 값 0.53을 사용해 계산한  $Q$ 는 아래 식 (2-13)과 같다.

$$Q = C_d A \sqrt{\left(\frac{2\Delta P}{\rho}\right)} \quad (2-13)$$

$$= 0.53 \cdot (1283.528 \cdot 10^{-6}) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 75000}{1000}}$$

$$= 8.332 \cdot 10^{-3} [\text{m}^3/\text{s}]$$

$$= 29.994 [\text{m}^3/\text{h}]$$

식 (2-13)에서 나온  $Q$ 을 이용하여  $C_V$ 값을 식 (2-12)으로 계산하면 아래 식 (2-14)과 같다.

$$C_V = 1.17 Q \sqrt{\frac{s_l}{\Delta P}} \quad (2-14)$$

$$= 1.17 \cdot 29.994 \cdot \sqrt{\frac{1}{0.763}}$$

$$= 52.654 [\text{gal}/\text{min}]$$

식 (2-1)을 통해 계산된  $Q$ 은  $29.994 [\text{m}^3/\text{h}]$ ,  $C_V$ 는  $52.654 [\text{gal}/\text{min}]$ 이었다. 이에 따라 실험으로 측정된 유량 오차율은 약 4.9[%] 정도로 계산되며, 실험에서의  $C_V$  오차율은 약 4.6[%] 정도이다.

## 2.6 결과 및 고찰

제 2장에서는 모델링한 글로브밸브의 CFD해석에 따른 비압축성유체 유동 특성을 확인하였다. 수치해석적인 값의 신뢰성을 확인하기 위해 연구 대상인 글로브밸브 유량특성인  $C_d$ ,  $C_v$ ,  $Q$ 을 이론적 계산 결과와 실험 측정 결과를 기반으로 비교하였다. 제 2장의 결과 정리 및 이에 따른 고찰은 아래와 같다.

1. 개발한 글로브밸브 3D 모델을 이용한 CFD해석을 하였다. 먼저 속도 벡터 분포를 통해 디스크 상부와 밸브의 목 사이가 좁아진 유로 면에 의해 빠른 유속이 일어남을 확인하였다. 이는 유입 부분에 비해 상대적으로 좁은 몸체 내부 유로 단면적이 노즐(nozzle)과 같이 역할하기 때문이며 빨라진 유속에 의해 증가한 관성력이 난류 운동을 발생시키고 와류를 생성하는 것을 추측할 수 있다. 또한 밸브의 실린더와 피스톤 사이 공간에서 유체가 굉장히 느린 속도를 유지하고 있는 특성을 보이는데 이 유체가 강제 역할을 함에 따라 유동 박리를 일으키게 되고 난류 운동과 와류가 발생함을 추측할 수 있다. 압력 분포를 통해 본 유동해석에서는 유로를 통과한 후 압력이 과도하게 떨어지지 않았지만 압력이 과도하게 떨어진다면 압력이 충분히 회복하지 못하게 되기 때문에 압력 변화 또한 잘 살펴보아야 한다는 것을 알 수 있었다. 이에 따라 밸브 내부 난류 생성 에너지가 압력에너지의 변화로 이루어지게 되며 이에 따라 압력이 감소하기 때문에 압력이 완전한 회복으로 이루어지지 않는 것을 추측할 수 있다. 또한 유동이 피스톤에 부딪히며 압력이 급격히 증가하는 것을 확인하였는데 이는 마찰로 인한 에너지 손실과정임을 추측할 수 있다.

2. 유동 특성 결과의 검증을 위해 특성 중 하나인 질량유량을 이론적 계산에 따른 질량유량 및  $C_d$ 을 통해 비교하였고 약 11[%]의 오차율을 확인하였다. 오차 요인은 이론적 계산 시 사용한  $C_d$ 의 예측 값이 예상보다 컸기 때문이며 이는 밸브의 구조적 이유로 인해 유동 시 마찰 등으로 인한 손실이 예상 이상으로 크다는 뜻을 알 수 있다. 따라서 오차율을 감소시키기 위해  $C_d$ 을 0.6이 아닌 0.53의 새로운 값으로 보정하였다. 이외의 오차 요인으로는 교축 단면적 측정 오차가 작용되는 것으로 추측할 수 있다.

3. 글로브밸브 개도율이 최대일 때의 유량 테스트를 하였으며 실험을 통해 계측된  $Q$  및  $C_v$ 을 확인하였다. 실험에 의해 계측된 유량특성과 이론적 계산에 따른 유량특성을 비교하였고 최종적으로 5[%]이내의 오차율을 확인하였다. 오차 요인으로는 수치해석 결과와 마찬가지로  $C_d$  예측 오차, 교축 단면적 측정 오차, 게이지 정밀도가 작용되는 것으로 추정된다.

4. 최종적으로 수치해석을 통한 유량과 실험을 통해 계측된 유량의 오차율은 5[%]이내로 확인할 수 있었다. 이를 근거로 글로브밸브 3D 모델이 사용에 적합한 모델임을 검증하였으며 이를 통해 제 3장의 압축성유체의 해석 역시 오차가 적을 것임을 추측할 수 있다.

## 제 3 장 콘 형상 모델 개발

### 3.1 연구 개요

글로브밸브는 설계의 단순성, 산업 현장에서의 적용 및 유지 보수의 용이성 및 광범위한 온도와 압력을 처리 할 수 있는 기능 등으로 가장 보편적인 제어밸브 중 하나이다. 하지만 작동 모듈과 같은 주요 컴포넌트가 밸브 내부에 유체와 함께 공존하기 때문에 유체가 흐를 때 유체 에너지 손실이 크다는 것이 글로브밸브의 큰 단점 중 하나이며, 그 손실을 제 2장에서 낮은 유량계수를 통해 명확히 확인하였다. 그 결과, 유체 에너지 손실을 최소화하여 최적 기능을 발휘하는 것이 글로브밸브 설계의 큰 중요점이 된다는 것을 알 수 있었다.

이에 따라 에너지 손실을 최소화하기 위한 방안으로 작동 모듈 내부 콘 형상을 변형하여 손실을 최소화하기 위한 고찰을 하였으며 제 3장 콘 형상 모델 개발을 진행하게 되었다.

개발 진행 과정은 다음과 같다. 먼저 본 연구에서 기초와 응용이 되는 압축성유체의 이론을 정리하여 이론적으로 해석하는 방법을 제시하였으며, 개발한 글로브밸브 작동 모듈 내부에 있는 콘 형상을 3가지로 나누어 설계하였다. 콘 형상을 설계한 후 각 형상 별 CFD해석 결과를 통해 각 형상 별 유동 특성을 확인하였다. 또한 각 형상 별 밸브의 개도율 및 압력비에 따른 유량을 확인하였으며 유량결과를 바탕으로 각 콘 형상 별 유량 변화율의 선형성을 확인하였다.

최종적으로 와류 발생이 가장 적고 유량특성이 가장 좋은 콘을 개발하였다.

## 3.2 압축성유체 이론해석

제 2장에서는 식 (2-1)을 이용하여 비압축성유체일 경우의 유량을 계산하였다. 하지만 압축성유체일 경우, 압축성에 의하여 밀도가 크게 변화하므로 식 (2-1)을 그대로 적용할 수 없기 때문에 밀도 변화를 고려한 유량 계산식(Jang et al. 2008)을 적용하여야 한다.

### 3.2.1 유동상태 추정

압축성유체에서의 유량 계산식을 알기 전에 먼저 기체 유체의 유속, 음속(sonic) 및 밀도변화와의 관계 그리고 압력비에 따른 유동 상태 추정 방법을 알아야 한다. 식 (3-1)부터 (3-6)까지의 식으로부터 기체 유체의 유속, 음속 및 밀도변화와의 관계를 알 수 있다. 먼저 기체 음속은 식 (3-1)로 나타낸다.

$$c^2 = \kappa RT = \kappa P / \rho \quad (3-1)$$

식 (3-1)을 상태방정식  $P = \rho RT$ 을 이용하여 정리하면 식 (3-2)로 정리할 수 있다.

$$c^2 = \frac{\kappa P}{\rho} \quad (3-2)$$

여기서 상태변화를 단열로 가정한다면 식 (3-3)부터 식 (3-5)까지의 관계가 성립한다.

$$Pv^\kappa = \text{const.} \quad (3-3)$$

$$\ln P - \kappa \ln \rho = \ln c \quad (3-4)$$

$$\frac{dP}{P} - \kappa \frac{d\rho}{\rho} = 0 \quad (3-5)$$

식 (3-2)부터 식 (3-5)을 통해 기체 음속을 식 (3-6)으로 정리할 수 있다.

$$c^2 = \frac{dP}{d\rho} \quad (3-6)$$

기체의 유속과 압력 사이 관계식은 아래 식 (3-7)과 같다.

$$dP = \frac{\rho u^2}{2} \quad \text{for} \quad u = \sqrt{2 \cdot \frac{dP}{\rho}} \quad (3-7)$$

이를 통해 밀도변화, 유속, 음속 사이에는 식 (3-8)의 관계가 성립함을 알 수 있다.

$$\frac{d\rho}{\rho} = \frac{u^2}{2c^2} \quad (3-8)$$

일반적으로 식 (3-8)에서 음속과 유속의 비인 마하수가 1/3이하가 되는 경우 즉 밀도 변화비가 0.055이하인 경우는 비압축성유체로, 마하수가 1/3 이상 즉 밀도 변화비가 0.055이상인 경우는 압축성유체로 판단한다. 하지만 마하수 및 밀도 변화를 이용하여 유동 상태를 추정하기에는 계측의 어려움이 있으므로 입구 및 출구 압력을 이용하여 추정하는 방법이 훨씬 유용하다. 흐름 방향의 압력 변화는 동압의 1/2정도라는 관계가 성립하므로 식 (3-8)을 아래 식 (3-9)으로 변형할 수 있다.

$$\frac{dP}{P} = \kappa \frac{1}{2} \frac{u^2}{c^2} = \frac{\kappa M^2}{4} \quad (3-9)$$

마하수는 1/3이고 상태 변화를 단열 변화로 가정하면 식 (3-10)의 관계를 얻을 수 있다.

$$\frac{dP}{P} = 0.032 \quad (3-10)$$

식 (3-10)을 통해, 입구 및 출구 압력비가 약 0.03이내인 경우는 비압축성유체로, 그 이상인 경우는 압축성유체로 다루어야 함을 판단할 수 있다.

### 3.2.2 유속 및 유량 계산

유동 상태를 판단하였다면, 유속 및 유량을 계산할 수 있다. 밸브에서의 입구와 출구를 통과하는 압축성유체의 에너지 평형식은 식 (3-11)과 같이 표현할 수 있다.

$$Q_{th} - W_{out} = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + \frac{P_2}{\rho_2} - \frac{P_1}{\rho_1} + g(z_2 - z_1) + (u_2 - u_1) \quad (3-11)$$

압축성유체의 유동이 정상상태에 도달하여 열에너지  $Q_{th}$ 와 외부 일  $W_{out}$ 가 0이라고 가정하고 밸브가 수평으로 설치된다면 식 (3-11)에서의 위치 에너지  $g(z_2 - z_1)$ 는 0으로 가정할 수 있다.

압축성유체의 내부에너지 관계식  $u = C_v T$ 을 식 (3-11)에 적용하면 아래 식 (3-12)과 같이 정리된다.

$$\frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + \frac{P_2}{\rho_2} - \frac{P_1}{\rho_1} + C_v(T_2 - T_1) = 0 \quad (3-12)$$

식 (3-12)으로부터 식 (3-13)부터 식 (3-15)과 같이  $C_v$ 을 정리할 수 있다.

$$C_v = \frac{R}{\kappa - 1} \quad (3-13)$$

$$R = \frac{P}{\rho T} \quad (3-14)$$

$$C_v = \frac{P}{\rho T} \frac{1}{\kappa - 1} \quad (3-15)$$

이를 통해 압축성유체의 에너지 평형을 나타내는 베르누이 방정식인 식 (3-16)이 성립된다.

$$\frac{v^2}{2} + \frac{\kappa}{\kappa - 1} \left( \frac{P}{\rho} \right) = const. \quad (3-16)$$

위 베르누이 방정식을 아래 식 (3-17)부터 식 (3-21)까지로 정리할 수 있다.

$$\frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + \frac{\kappa}{\kappa - 1} \frac{P_1}{\rho_1} \left( \frac{\rho_1}{P_1} \frac{P_2}{\rho_2} - 1 \right) = 0 \quad (3-17)$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left( \frac{\rho_1}{\rho_2} \right)^\kappa \quad (3-18)$$

$$\frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + \frac{P_2}{\rho_2} - \frac{P_1}{\rho_1} + \frac{1}{\kappa - 1} \left( \frac{P_2}{\rho_2} - \frac{P_1}{\rho_1} \right) = 0 \quad (3-19)$$

$$\frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + \frac{1}{\kappa - 1} \left( \frac{P_2}{\rho_2} - \frac{P_1}{\rho_1} \right) = 0 \quad (3-20)$$

$$\frac{v_2^2 - v_1^2}{2} = \frac{1}{\kappa - 1} \frac{P_1}{\rho_1} \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right] \quad (3-21)$$

식 (3-21)에서 입구 체적이 충분히 커서 유속  $v_1=0$ 이라고 가정한다면 밸브를 통과하는 압축성유체의 유속을 식 (3-22)로 표현할 수 있다.

$$v_2 = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \frac{P_1}{\rho_1} \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \quad (3-22)$$

압축성유체의 질량유량은 식 (3-23)로 표현될 수 있다.

$$G = C_d A \rho_2 v_2 \quad (3-23)$$

유량 형태를 체적유량이 아닌 질량유량 형태로 확인하는 이유는 압축성 유체의 밀도 변화에 의하여, 체적이 동일하다고 하더라도 이동하는 압축성 유체의 질량이 다를 수 있으므로 압축성유체가 수송하는 에너지를 정확히 표현하기 위함이며 이 에너지는 압축성유체 에너지 평형식인 식 (3-11)의 단위가 [J/kg]인 것을 안다면 이유를 쉽게 알 수 있다.

압축성유체의 유속을 계산하는 식 (3-22), 질량유량을 계산하는 식 (3-23) 그리고 식 (3-18)에서의 압력비와 밀도비의 관계식을 이용하면 압축성유체의 유량을 계산하는 식 (3-24)이 최종적으로 성립될 수 있다.

$$G = C_d A P_1 \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \frac{1}{RT_1} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (3-24)$$

식 (3-24)을 살펴보면, 입구압력  $P_1$  및 압력비  $P_2/P_1$ , 입구 측 유체 온도  $T_1$ , 교축 유효단면적  $C_d A$ 에 의하여 압축성유체의 유량이 정해짐을 알

수 있다. 압축성유체의 가장 특징적인 현상, 즉 비압축성유체와 구별되는 현상은  $P_1$ 이 일정한 경우에 질량유량의 상한치 즉 최대 질량유량  $G_{max}$ 가 존재하고 질량유량은 이 상한치 이상 흐를 수 없다는 사실이다(Jang et al 2007).

이러한 현상은 다음과 같이 설명할 수 있다. 관로를 통과하는 유체를 생각하면 출구 측으로 갈수록 압력이 감소하고 유속이 증가할 것이다. 압축성유체이기 때문에 압력이 감소할수록 밀도 또한 감소하기 때문에 식 (3-23)의 질량유량 관계식을 생각해 보면  $\rho_2 v_2$ 가 최대가 되는 지점에서 질량유량이 최대가 됨을 알 수 있다.

$\rho_2 v_2$ 가 최대가 되는 지점은 식 (3-24)에서 유효단면적이 일정한 경우, 유량은 압력비의 함수가 되고 유량  $G$ 는  $P_2/P_1$ 가 0일 때 0,  $P_2/P_1$ 가 1일 때 0이 되므로  $P_2/P_1$ 가 0과 1사이에서  $G_{max}$ 가 발생함을 추측할 수 있다. 그러므로 식 (3-24)을  $P_2/P_1$ 에 대하여 미분하고 그 값이 0이 되는 압력비를 구하면, 그 때의 압력비에서 최대 질량유량이 구해진다. 이 관계를 정리하면 식(3-25)이 된다.

$$\frac{d}{d(P_2/P_1)} \left( \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right) = 0 \quad (3-25)$$

결국  $G_{max}$ 가 발생하는 압력비  $b$ 는 식 (3-26)과 같이 구해진다.

$$b = \left( \frac{P_{cr}}{P_1} \right) = \left\{ \frac{2}{\kappa+1} \right\}^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (3-26)$$

결국 입구압력이 일정할 때, 식 (3-26)에서의 압력비가 임계압력비  $b$ 가 되고, 이때의 유량이  $G_{max}$ 가 된다.

또한 이때의 유속이 임계유속  $v_{cr}$ 이 된다. 단, 최대유량이 존재하는 경우는 교축 지점 혹은 밸브 입구압력을 고정시키고 출구압력을 변화시키는 경우이다.

일반 유체의 경우로 생각할 때 입구압력을 고정시키고 출구압력을 낮추어 가는 경우, 출구압력이 낮아질수록 유량이 증가하는 경우가 많지만, 압축성유체는 대부분 밀도 변화가 있기 때문에 교축 지점 후면에 디퓨저(확대) 유로를 설치하지 않는 이상은 교축 지점을 통과하는 유속이 음속 이상이 될 수 없다. 그 이유로 유속이 아음속에서 음속에 도달하면 그 이상 압력을 낮추어도 유량이 증가하지 않는 영역이 존재한다. 이러한 상태를 Chocking 이라고 부른다. 그 결과 교축 단면을 통과하는 공기의 질량유량을 표시하는 경우에는 압력비에 따라 유속이 음속에 도달한 경우에는 아래 식 (3-27)로 표현하며, 아음속의 경우에는 위의 식 (3-24)로 그대로 표현한다.

$$G_{max} = C_d A P_1 \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \frac{1}{RT_1} \left( \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{2}{\kappa-1}} - \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa-1}} \right)} \quad (3-27)$$

### 3.3 콘 형상 모델링

아래 Fig. 3-1은 글로브밸브 작동 모듈 내부에 있는 콘을 3가지 형상으로 모델링한 것이다. 콘 형상들의 기본적인 치수는 모두 같지만 각각의 구조를 약간 다르게 하였다. 첫 번째로, 초기 연구개발 모델 형상인 노치가 없는 콘을 설계하였고, 유동의 방해를 개선하며 유량 선형성을 높이기 위하여 노치를 만들어 낸 U자형 노치 형상의 콘 및 V자형 노치 형상의 콘으로서 총 3개의 콘 형상을 모델링하였다.



Fig. 3-1 3-type cone shape of designed globe valve

### 3.4 압축성유체 CFD해석

#### 3.4.1 지배방정식

밸브 내부 유동을 수치계산하기 위하여 복잡한 형상 주위의 유동을 효율적으로 해석할 수 있는 압축성 Navier-Stokes 방정식을 적용하여 아래와 같은 2차원 압축성 정상상태 지배방정식을 사용하였다(Son 2000). 아래 식 (3-28) 부터 식 (3-31)은 연속방정식, 운동량방정식, 에너지방정식이다.

1) 연속방정식

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (3-28)$$

2) 운동량방정식

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) \\ &= \frac{\partial}{\partial x_j} \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\bar{\rho} \tau_{ij}) \end{aligned} \quad (3-29)$$

여기서 레이놀즈 응력은 식 (3-30)과 같이 정의한다.

$$\tau_{ij} = \overline{u'_i u'_j} \quad (3-30)$$

3) 에너지방정식

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i H) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( x + \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} + u_j (\tau_{ij})_{eff} \right) \right] \quad (3-31)$$

본 CFD해석에서 난류모델은 제 2.4장의 난류모델과 같은  $k-\omega$  SST 난류 모델을 사용하였다.

### 3.4.2 유동조건

제 3장에서 유동장은 계산의 시간 단축 및 편의를 위함과 더불어 콘형상에 따른 유동 특성의 선형성 및 비선형성을 파악하기 위한 계산을 목적으로 하고 있다. 그렇기 때문에 아래 Fig. 3-2와 같이 피스톤 샤프트 상부를 제외한 공간을 유동장으로 모델링하였다. 밸브 직경 및 관로 길이인 A, B, C는 제 2.4장과 같은 조건으로 사용하였다.

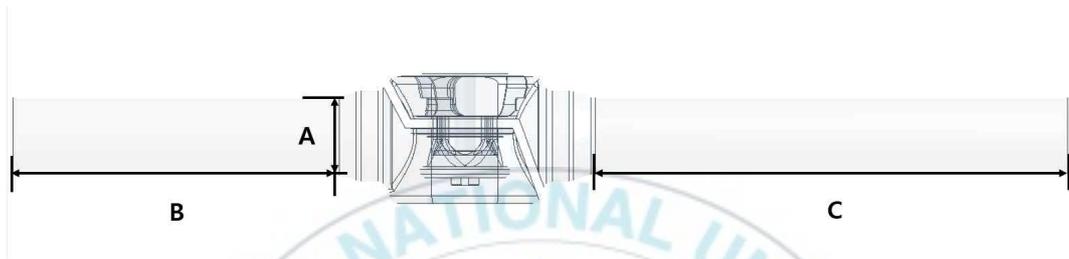


Fig. 3-2 Flow area modeling for flow analysis

Fig. 3-3은 유동장 매시(mesh) 생성을 나타낸다. 내부 벽 경계에서 난류 관찰을 위한 벽면의 인플레이션(inflation)은 압축성유체의 유동해석 시에는 유체의 점성과 관련하여 유동에 크게 영향을 끼치지 않기 때문에 격자 품질을 향상시키기 위해서 이를 최소화하여 생성하였다.

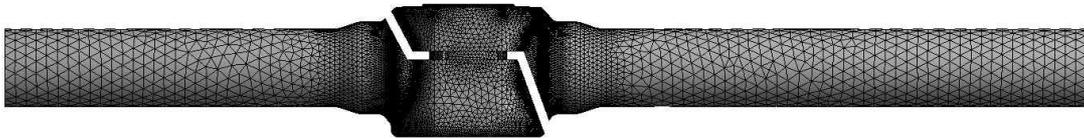


Fig. 3-3 Meshing for flow analysis

### 3.4.3 격자 및 경계조건

제 3장에서 기본적으로 적용되는 격자조건은 아래 Table 3-1과 같다. 제 2장에서와 격자조건과 난류 모델만 같은 조건을 사용하며, 작동 유체는 ANSYS 15.0 내부 유체 물성 중 하나인 이상기체(ideal gas)로 설정하였다 (KASTO 2016). 또한 열전달 모델은 압축성유동의 해석을 위해 운동에너지 효과를 고려하는 Total energy로 설정하여 진행하였다(KAERI 2007).

Table 3-1 Domain conditions

Domain	Name
Working fluid	Compressible fluid
Turbulence model	$k-\omega$ SST
Heat transfer	Total energy

경계조건 설정은 입구 측 유체 온도  $T_1$ 은 25[°C]이며, 작동 유체가 압축성유체이기 때문에 식 (3-10)에 따른 압축성유체의 압력비를 기준으로 하였다. 따라서  $P_2/P_1$ 을 0.2부터 0.96까지 총 5가지의  $P_2/P_1$ 을 압력비 경계조건으로 하였고  $P_2/P_1$ 가 0인 경우, 유속이 0[m/s]이기 때문에 계산을 생략하였다. 또한 개도율은 10[%]부터 100[%]까지의 10단계 및 노치 생성에 따른 유량 생성의 유무 확인을 목적으로 한 5[%]의 개도율까지 총 11단계의 개도율을 경계조건으로 해석을 진행하였다. 간주벽면의  $U$ ,  $V$ ,  $W$ ,  $\overline{u_i u_j}$ 에 대해서는 2장과 마찬가지로 점착(No slip)조건으로 설정하였다. 경계조건 상세 값은 Table 3-2와 같다.

Table 3-2 Boundary conditions

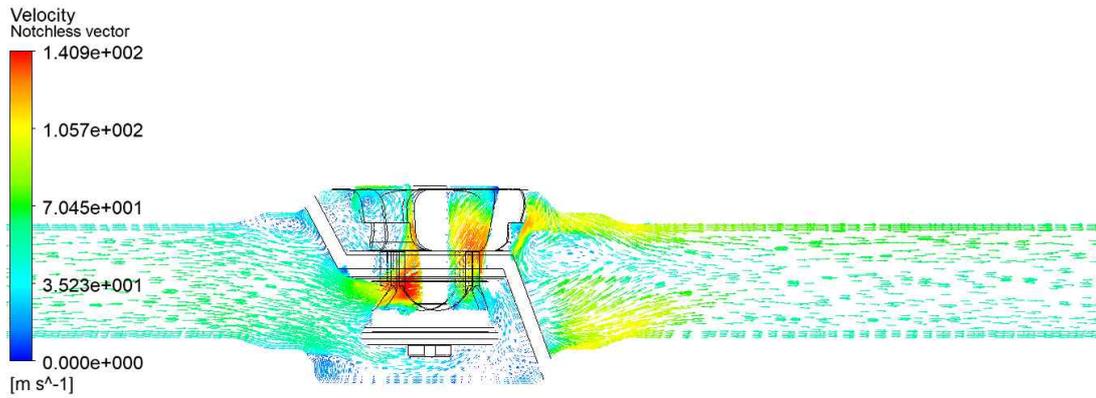
$P_2/P_1$	Opening rate(%)
0.2	5
	10
0.4	20
	30
	40
0.6	50
	60
0.8	70
	80
0.96	90
	100

### 3.5 CFD해석 결과

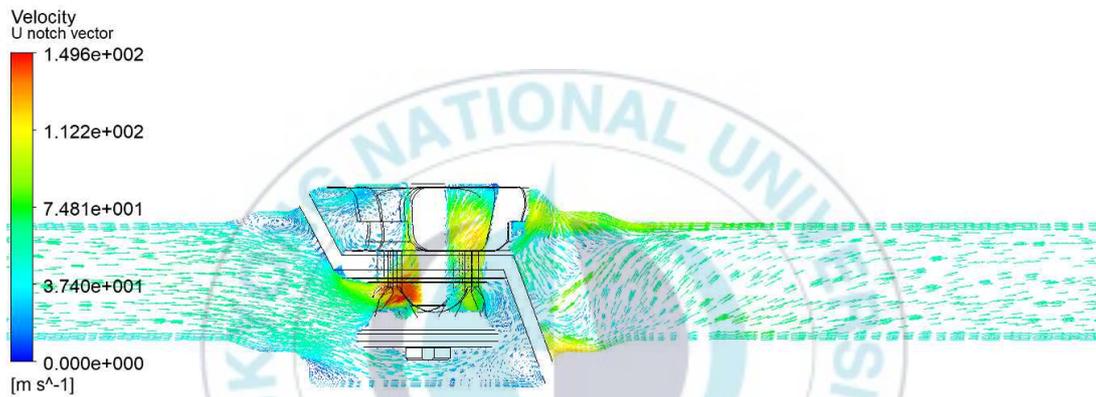
#### 3.5.1 콘 형상별 유동특성 분석

먼저 노치 형상 별 유동해석의 경우, 압력비가 0.96일 때, 개도율이 100[%]인 경계조건인 경우의 유동특성을 분석하였다.

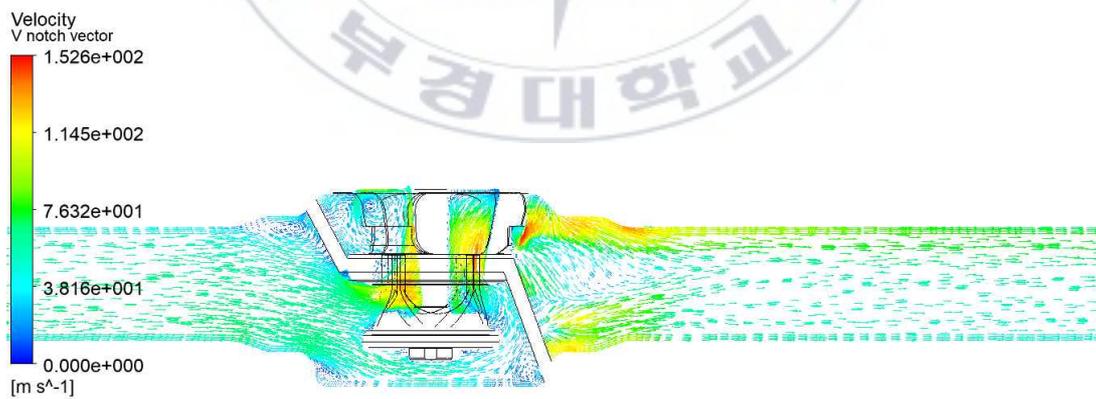
아래 Fig. 3-4는 노치 형상에 따른 속도 벡터 분포를 나타낸다. 세 가지 형상 모두 유체가 교축 지점을 통과할 때 유속이 빨라지는 것을 확인하였으며 목을 통과한 유체는 넓어진 공간에서 느린 속도를 유지하는 것을 확인하였다.



(a) Vector distribution(notch-less cone)



(b) Vector distribution(U notch cone)



(c) Vector distribution(V notch cone)

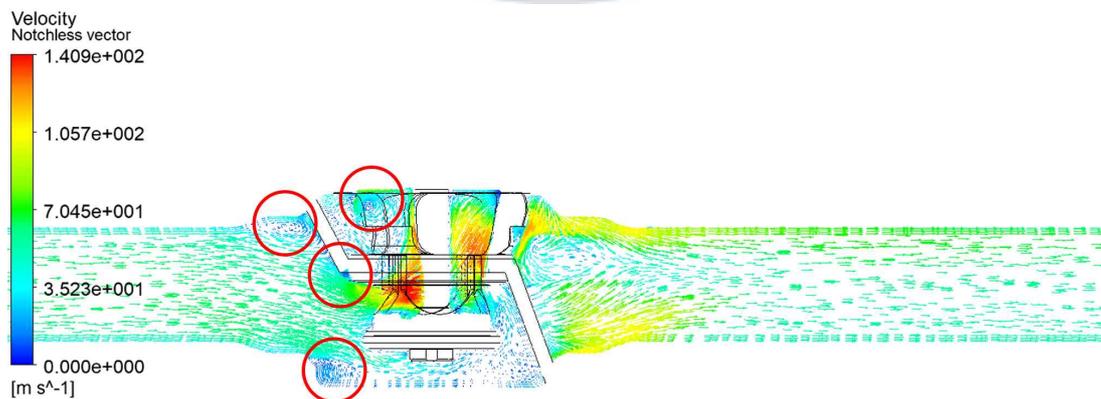
Fig. 3-4 Vector distribution with notch shape for globe valve

또한 세 형상 모두 특정 부분에서 와류가 발생함을 알 수 있으며 아래 Table 3-3 및 Fig. 3-5는 각 형상 별 와류 발생 위치와 와류 발달 정도를 나타낸다.

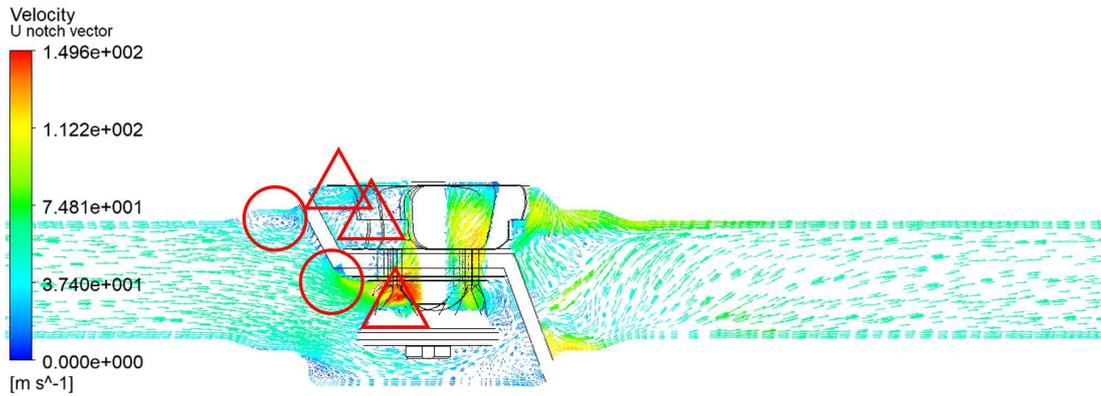
Table 3-3 Vortex number of each cone shape

Valve	Partial-development vortex number, $\Delta$	Full-development vortex number, $\circ$
Notch-less cone	0	4
U notch cone	3	2
V notch cone	1	3

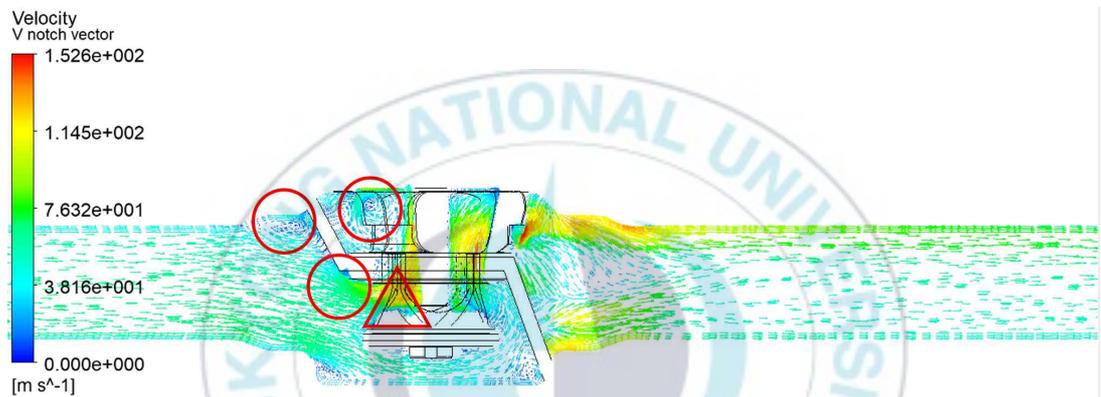
노치가 없는 콘의 경우 완전 발달된 와류가 4개, U자형 노치 형상의 콘의 경우는 부분 발달된 와류 3개, 완전 발달된 와류 2개였으며 V자형 노치 형상의 콘의 경우는 부분 발달된 와류 1개, 완전 발달된 와류가 3개였다. 노치가 생성됨에 따라 와류 개수가 줄어들거나 와류가 완전 발달로 이루어지지 못하는 것을 확인하였다. 결과를 종합함에 따라 V자형 노치 형상의 콘에서의 유동이 좀 더 매끄럽게 되고 있음을 알 수 있다.



(a) Vector distribution(notch-less cone)



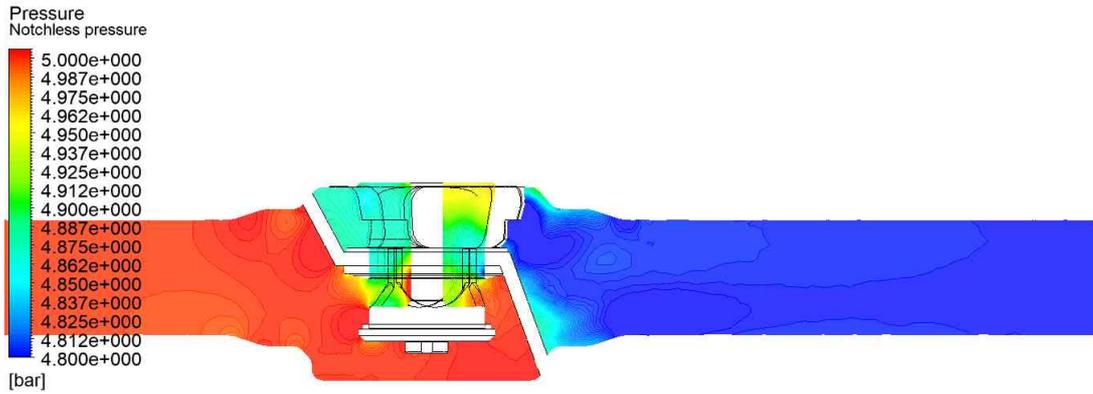
(b) Vector distribution(U notch cone)



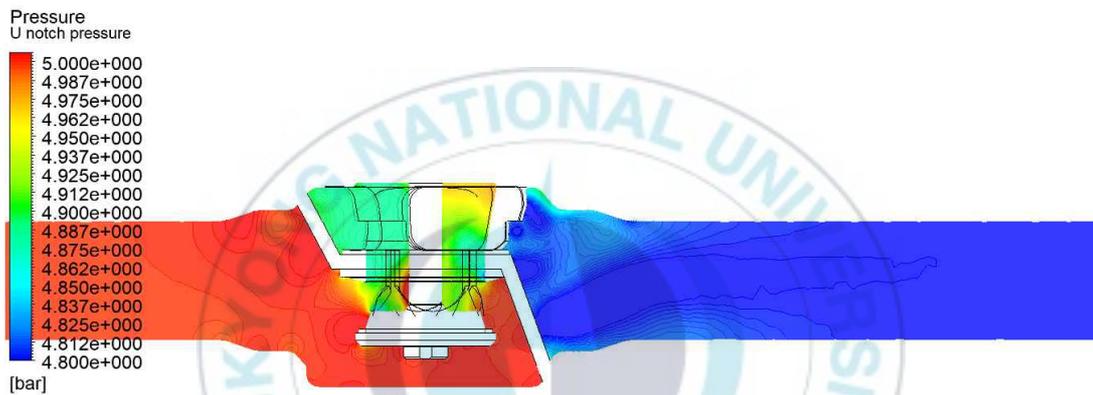
(c) Vector distribution(V notch cone)

Fig. 3-5 Vortex number of each cone shape

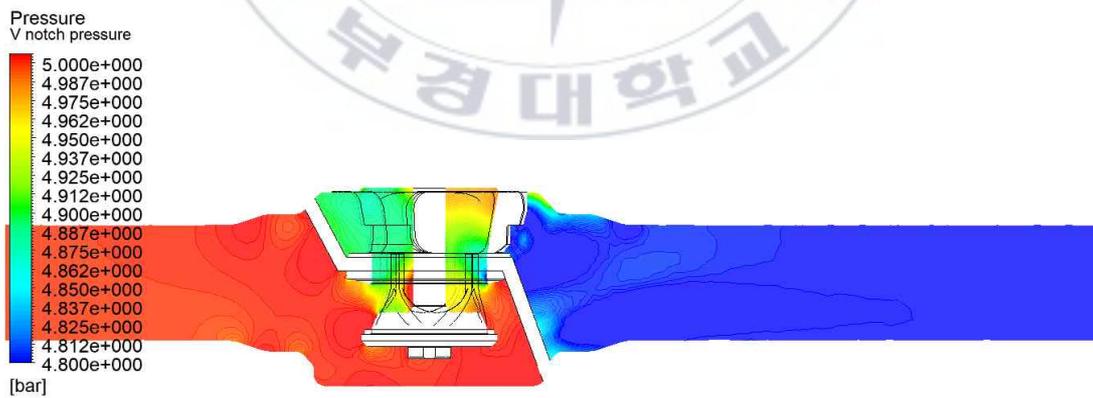
Fig. 3-6은 노치 형상에 따른 압력 분포를 나타낸다. 교축 지점에서 속도가 증가함에 따라 낮아지는 압력 변화를 확인할 수 있으며 교축 지점을 지난 유체의 속도가 점점 낮아짐에 따라 압력이 올라가고 있음을 알 수 있다. 압력 분포는 세 형상 모두가 비슷하였지만 노치가 없는 콘, U자형 노치 형상의 콘, V자형 노치 형상의 콘 순으로 콘 상부에서 높은 압력 분포가 나타났다. 각 형상별 미세한 압력 차이가 나타났기 때문에 각 노치 형상이 압력에 크게 영향을 끼치지 않았다.



(a) Pressure distribution(notch-less cone)



(b) Pressure distribution(U notch cone)



(c) Pressure distribution(V notch cone)

Fig. 3-6 Pressure distribution with notch shape for globe valve

### 3.5.2 콘 형상별 유량 수치해석

본 논문의 연구 대상인 파일럿 조작식 글로브밸브는 사용하고자 하는 시스템의 사양 및 용도에 맞추어 파일럿 유닛의 교체 및 조합을 통해 압력 제어밸브가 되기도 하고 유량 제어밸브가 되는 다용도 산업용 밸브이다. 따라서 압력에 따른 유량을 나타내는 P-Q곡선, 개도에 따른 유량을 나타내는 고유 유량 특성곡선 등과 같은 특정 기능의 밸브에 사용되는 곡선 각각으로 그 밸브의 성능을 판단하기엔 무리가 있으며 밸브 유량 특성의 선형성 판별에도 신뢰성 문제가 예상된다. 그렇기 때문에 본 장에서는 P-Q 곡선 및 고유 유량 특성곡선은 조합해 하나의 3차원 그래프로 표현하여 유량 특성을 더욱 간단히 확인할 수 있도록 하였으며 콘 형상 별 밸브 개도를 및 압력비에 따른 질량유량 변화 결과를 고찰하였다.

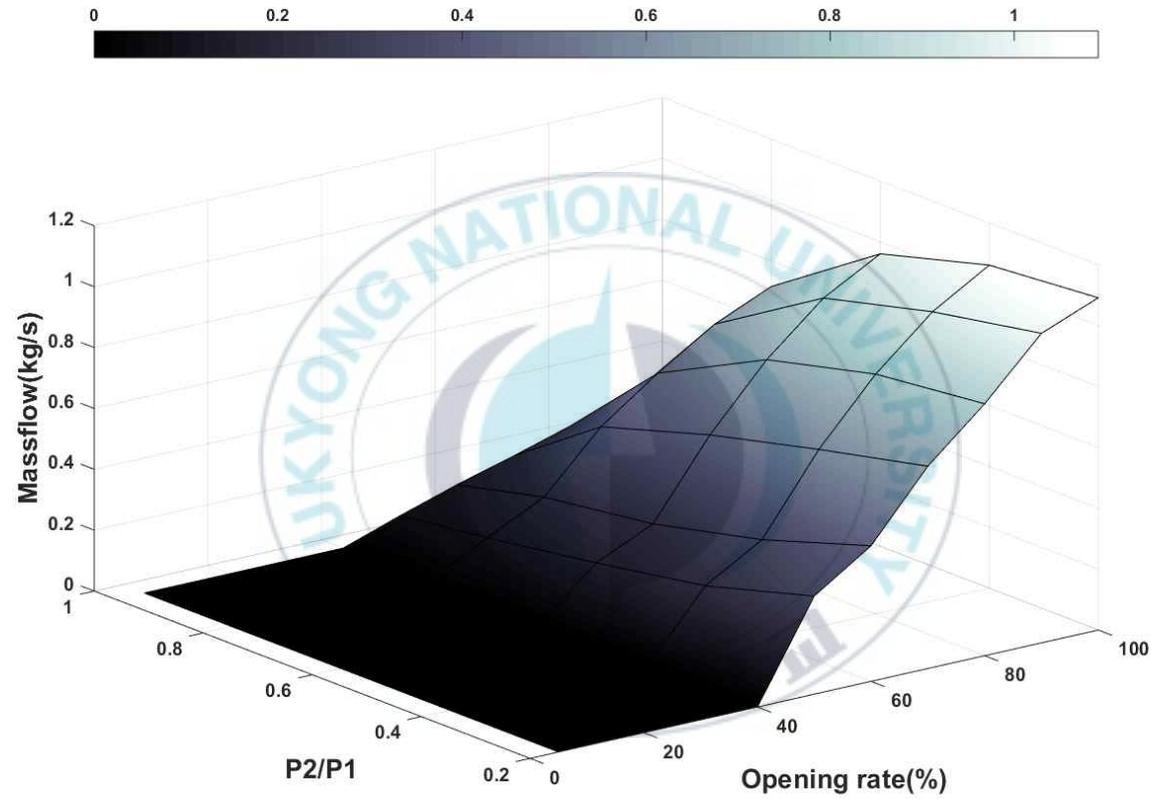
아래 Fig. 3-7은 각 그래프 별로 노치가 없는 콘, U자형 노치 형상의 콘, V자형 노치 형상의 콘의 질량유량 증감을 나타낸다. 먼저 공통적으로 식 (3-24)에 따라 개도율이 증가할수록, 압력비가 낮아질수록 질량유량이 증가하는 모습을 확인하였다.

통상적인 이론에 따르면 식 (3-27)에 따라 특정 임계압력비가 될 때 최대 질량유량  $G_{max}$ 가 확인되며 그 이상의 질량유량이 흐르지 않아야 하지만, 압력비가 낮아질수록 꾸준히 질량유량이 계속 증가하는 것을 확인하였다. 즉 임계압력비를 확인하지 못하였으며 시뮬레이션 압력비 경계조건의 최소 압력비인 0.2와 0사이에 임계압력비가 존재한다는 것을 추측할 수 있다. 일반적인 공기압 밸브의 경우 JIS B 8390 기준 임계압력비인 0.5를 만족하는 경우가 많지만 공기압 비례제어밸브와 같이 내부 형상이 복잡한 밸브의 경우 임계압력비가 0.3이하가 나오는 경우도 있으며 더 나아가 압축성유체이지만 임계압력비가 0에 근접한 경우 또한 있다(Naotake 2003). 이러한 사례들을 생각해 보면 본 연구대상인 글로브밸브 또한 타 밸브에

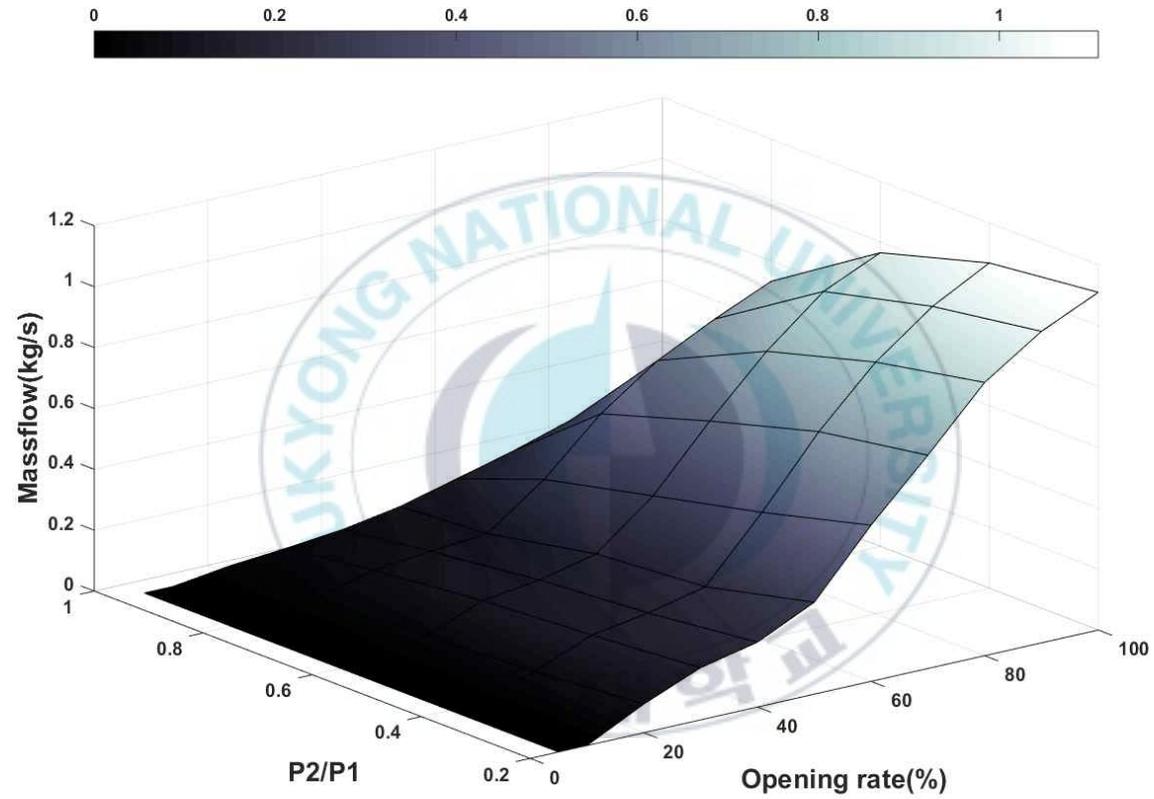
비해 내부 형상이 매우 복잡하기 때문에 임계압력비가 일반적인 밸브보다 다소 낮은 것임을 추측할 수 있다.

이에 따라 압력비가 0.1, 0.05, 그리고 식 (3-10)에 따른 압축성유체로 간주될 수 있는 최소 압력비인 0.04인 경우까지의 수치해석을 추가로 진행하였다. 수치해석 결과 압력비가 0.1에서부터의 질량유량이 증가하지 않는 Chocking 상태임을 확인하였으며 유속이 아음속에서 음속으로 도달한 것을 알 수 있었다. 따라서 본 글로브밸브 임계압력비는 약 0.1임을 추정하였다. 임계압력비와 관련된 질량유량 수치는 부록에 기재하였다.

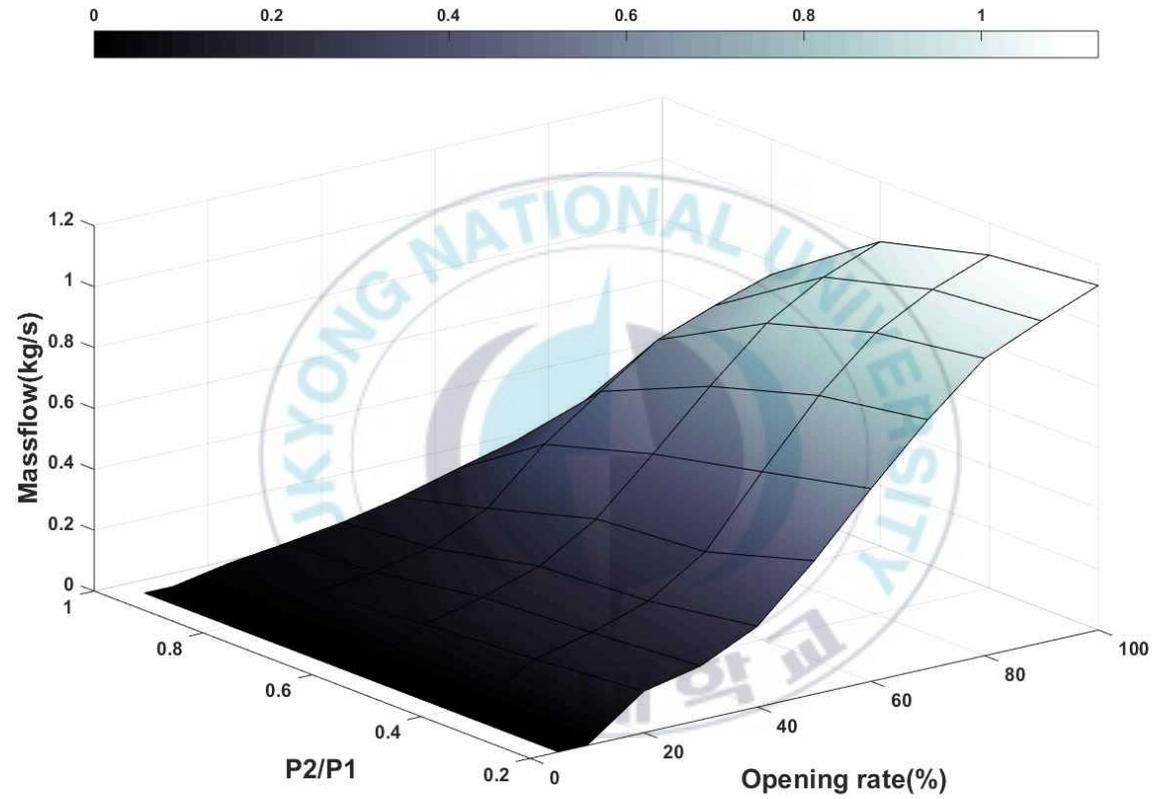
노치가 없는 콘에서의 경우 피스톤이 7.62[mm]정도 움직일 때 까지 교축 단면적이 0[mm<sup>2</sup>]이었으며 이에 따라 질량유량 또한 0[kg/s]로 유동이 발생하지 않았다. 따라서 노치가 없는 콘의 데드밴드 구간을 확인할 수 있었다. 또한 U자형 및 V자형 노치 형상의 콘에서의 질량유량은 비선형적인 유량 증감이 나타났지만 어느 형상의 노치가 선형성이 더 좋은지는 Fig. 3-7로 판단하는 데에는 어려움이 있었다(Ji 2016).



(a) Massflow of notch-less cone



(b) Massflow of U notch cone



(c) Massflow of V notch cone

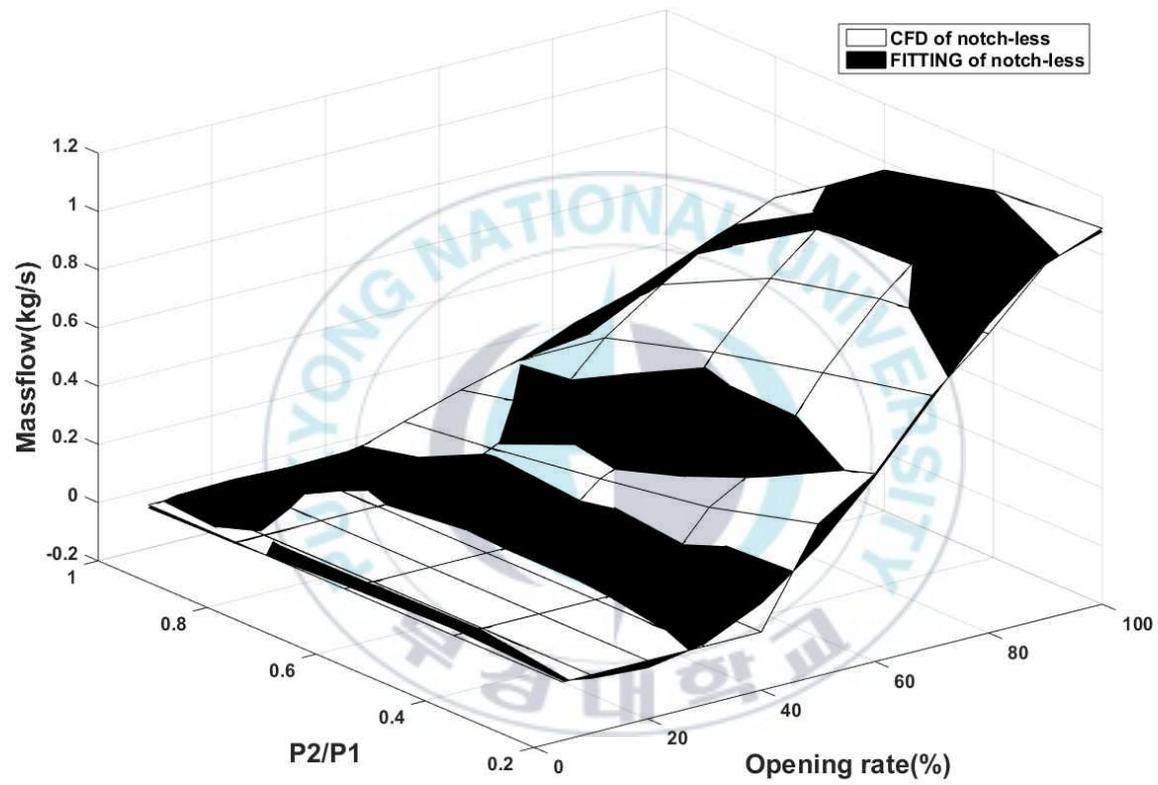
Fig. 3-7 Massflow according to the displacement and outlet pressure

콘 형상 별 밸브 개도량 및 압력비에 따른 질량유량 상세 수치는 부록에 기재하였다.

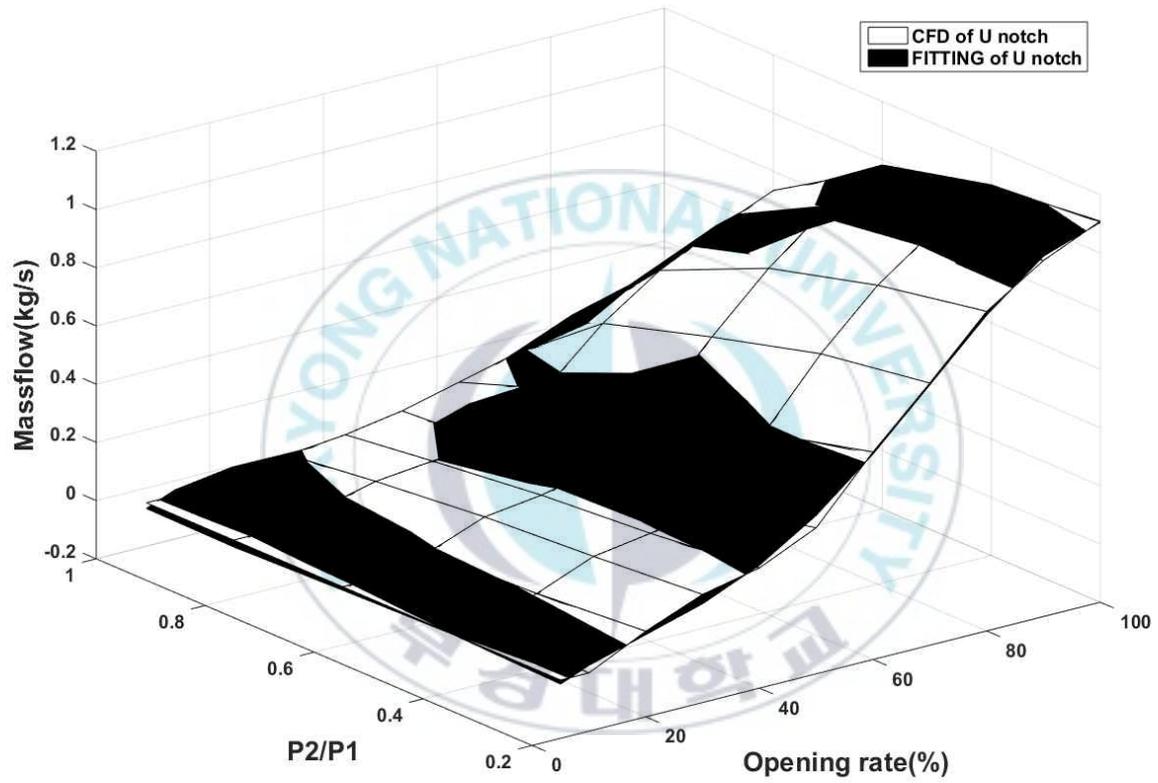
앞서 말했듯, Fig. 3-7 그래프만으로는 어느 형상의 콘이 유량 특성이 좋은지 판별할 수 없다. 따라서 유량 선형성 판별을 목적으로 먼저 각 형상 별 질량유량의 피팅 곡선(fitting curve) 방정식을 세워 아래 Fig. 3-8과 같은 피팅 곡선 그래프를 그려 이를 비교하였다. 곡선 방정식은 아래 식 (3-32)과 같으며 각 콘 형상별 계수  $p$ 값은 부록의 Matlab 코드 내에 기재하였다.

$$z_{N,U,V} = p_{00} + p_{10}x + p_{01}y + p_{20}x^2 + p_{11}xy + p_{02}y^2 + p_{30}x^3 + p_{21}x^2y + p_{12}xy^2 + p_{03}y^3 + p_{40}x^4 + p_{31}x^3y + p_{22}x^2y^2 + p_{13}xy^3 \quad (3-32)$$

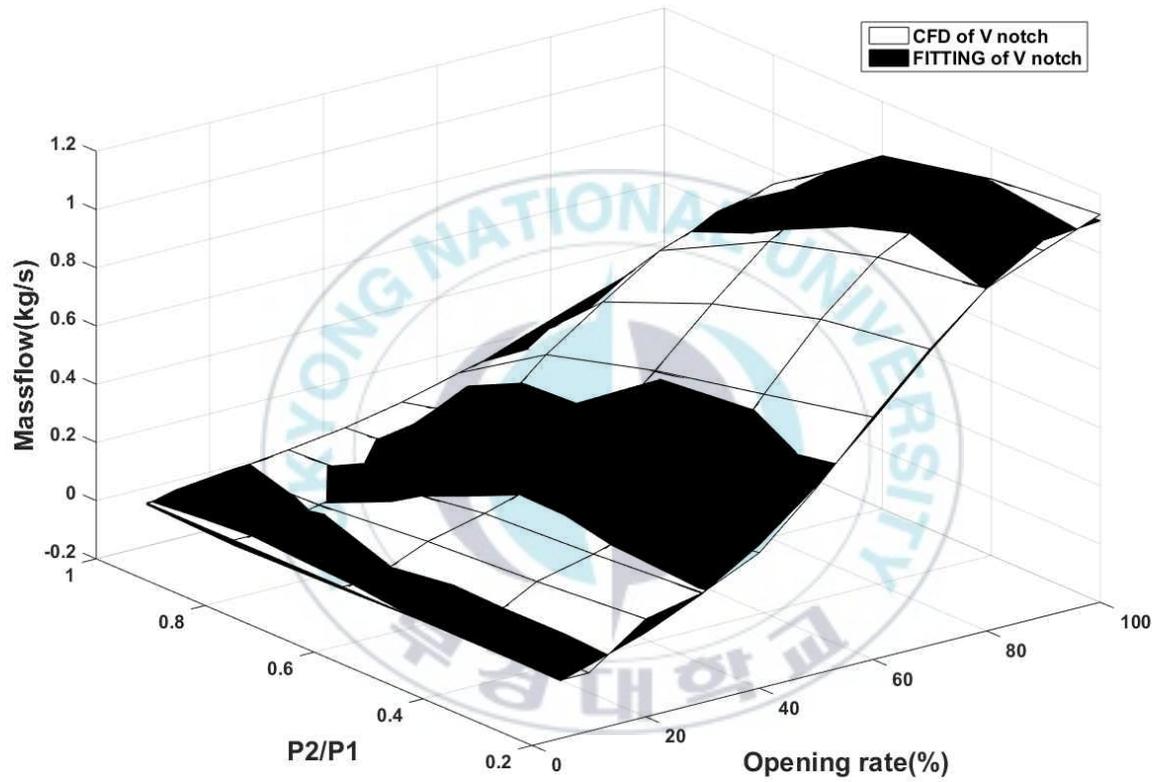




(a) notch-less cone



(b) U notch cone



(c) V notch cone

Fig. 3-8 Comparison of CFD results and fitting curves

이후 CFD 해석 값과 각 피팅 곡선 사이의 오차율을 계산하였으며 각 형상별 오차율은 노치가 없는 콘의 경우 7.16[%], U자형 노치 형상의 콘이 12[%] 그리고 V자형 노치 형상의 콘이 8.16[%]로 나타났다. 오차율 계산 방법은 부록의 Matlab 코드에 기재하였다.

유량 선형성의 좋고 나쁨을 판단하기 위한 유량 변화율  $\nabla Z$ 의 수치적 기울기(gradient)방정식은 아래 식 (3-33)과 같이,  $Z_{N,U,V}$ 의  $x$ 방향으로의 편미분 값과  $y$ 방향으로의 편미분 값을 원소로 하는 벡터를 출력하는 것으로, 이를 이용해 유량 변화율을 계산할 수 있다. 식 (3-33)의 각 형상 별 기울기방정식 및 계수는 부록의 Matlab 코드에 기재하였다.

$$\nabla Z_{N,U,V} = \frac{\partial z}{\partial x} \hat{i} + \frac{\partial z}{\partial y} \hat{j} \quad (3-33)$$

아래 Fig. 3-9 은 콘 형상 별 유량 변화율  $\nabla Z$ 의 곡선을 나타낸다. 먼저 데드 밴드 구간인 0[%]에서 35[%]까지의 개도율을 제외한 범위에서의 유량 선형성은 세 형상 모두 -0.01부터 0.03 사이를 유지함을 확인하여 선형에 가까운 비선형 곡선임을 확인하였다.

세 형상 모두 공통적으로 압력비에 따른 유량 변화율  $\nabla Z$ 의 변화율은 굉장히 미세하다. 하지만 개도율에 따른  $\nabla Z$ 는 개도율이 약 40[%]일 때까지 완만하게 증가하는 로그곡선 형태를 나타내고 이후 개도율이 약 75[%]일 때까지 급격하게 증가하는 지수곡선 형태를 나타내며, 개도율이 약 75[%]부터 100[%]까지는 이후가 되고부터는  $\nabla Z$ 가 줄어드는 것을 확인할 수 있었다.

$\nabla Z$ 의 곡선은 Fig. 3-1의 콘 형상을 보면 좀 더 쉽게 이해할 수 있다. 이는 개도율이 약 40[%]인 구간까지는 노치가 만들어져 있는 깊이까지임

을 알 수 있으며 노치가 완만하게 만들어져 있기 때문에 유효단면적 또한 완만하게 증가하여 유량이 완만하게 증가함을 알 수 있다. 또한 개도율이 약 40[%]부터 75[%]인 구간까지는 노치의 형성 구간이 끝나고 유효단면적이 급격하게 커져 유량도 급격하게 증가하는 구간임을 알 수 있다. 마지막으로 개도율이 약 75[%]부터 100[%]까지는 유효단면적이 선형적으로 커지는 구간이기 때문에  $\nabla Z$ 가 줄어드는 것을 알 수 있다.

$\nabla Z$ 의 크기 및 변화율이 가장 큰 콘은 노치가 없는 콘이며 가장 작은 콘은 V자형 노치 형상의 콘임을  $\hat{i}$  및  $\hat{j}$ 을 통해 확인하였다. 노치가 없는 콘의 피팅 곡선의 경우 테드 밴드 외 구간에서의  $\nabla Z$ 의 변화율 감소를 목적으로 노치를 만들지 않은 것이었지만 타 형상 콘들에 비해  $\nabla Z$ 의 변화율이 큰 것을 확인하였다. U자형 노치 형상의 콘은 테드 밴드 구간을 없앴과 동시에  $\nabla Z$ 의 변화율의 감소를 목표로 디자인한 콘이었지만 노치가 없는 콘에 비해 테드 밴드 구간은 없었으며  $\nabla Z$ 의 변화율이 오히려 더 감소함을 확인하였다. 두 결과를 종합함에 따라 V자형 노치 형상의 콘이  $\nabla Z$ 의 변화율이 가장 작음을 확인하였다.

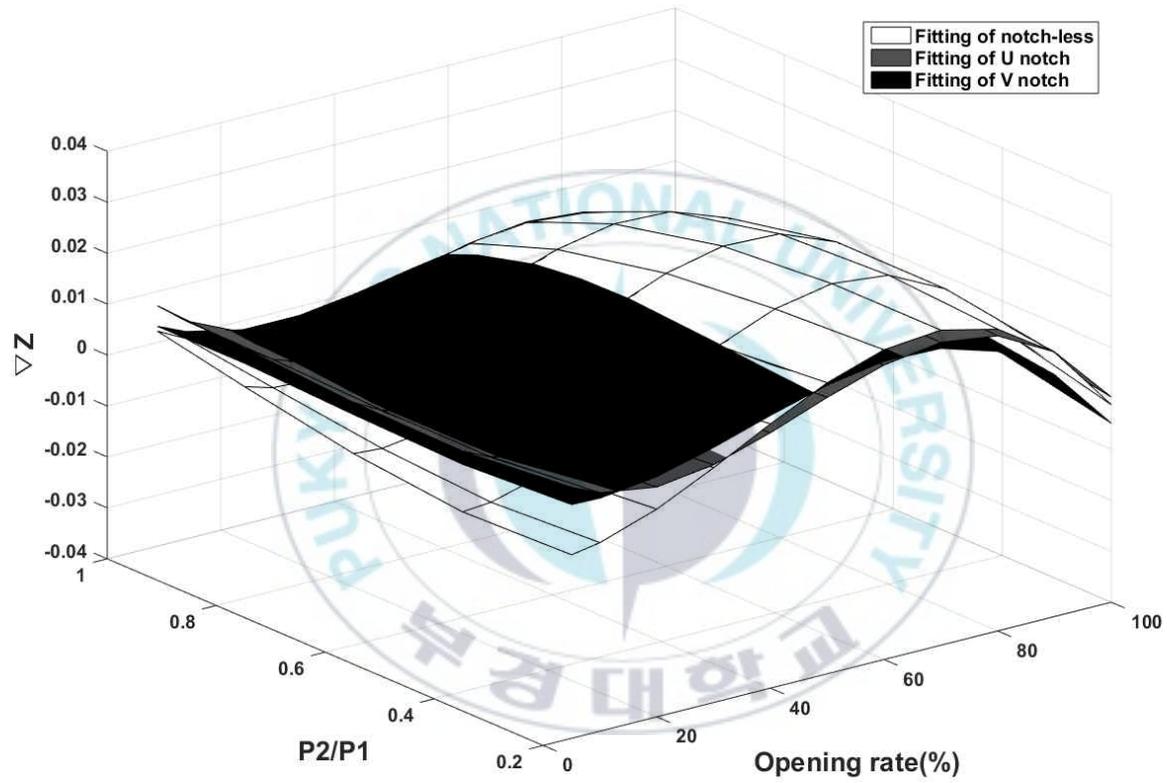


Fig. 3-9 Comparison of gradient curves by fitting curves

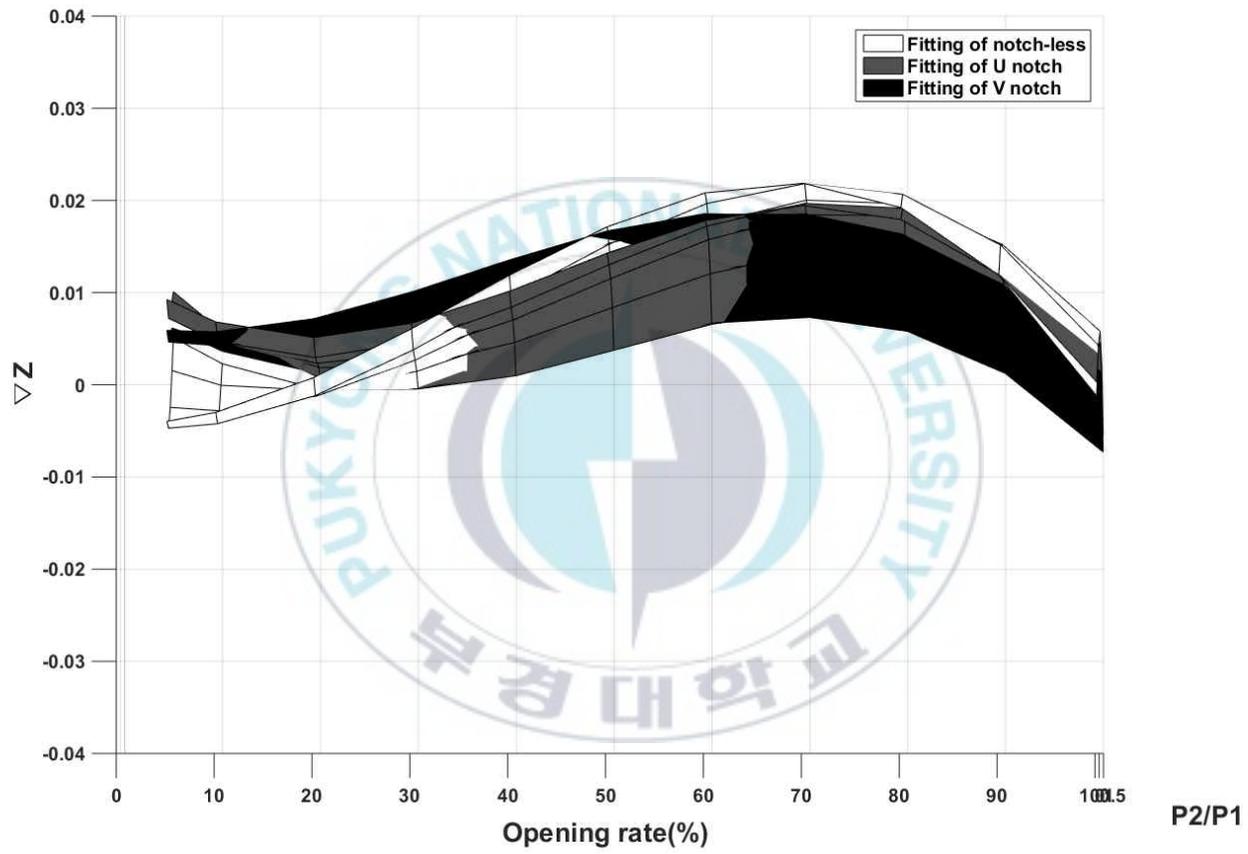


Fig. 3-10 Opening rate- $\nabla Z$  fitting curves

### 3.6 결과 및 고찰

2장에서 개발한 밸브를 기반으로 유량특성이 더 선형적인 밸브를 개발하기 위해 밸브 내부 작동 모듈 중 하나인 콘을 노치가 없는 콘, U자형 노치 형상의 콘 및 V자형 노치 형상의 콘으로 3가지를 모델링하였다. 밸브 내부의 유동 특성 및 수치적 결과를 확인하기 위한 특정 지배방정식 및 특정 난류모델을 사용하였으며 격자 및 경계 조건을 설정한 후 CFD해석을 진행하였다. 유동해석 결과를 확인 및 분석하여 본 글로브밸브 내부 유동 특성을 확인하였으며 밸브의 개도를 및 압력비에 따른 유량의 수치적 결과를 이용한 피팅 방정식 및 방정식에 따른 피팅 곡선을 통해 콘 형상 별 유량 특성을 확인하고 이를 분석하였다. 해석에 따른 결과는 아래와 같다.

1. 콘 형상 별 글로브밸브 유동해석 시 개도율이 100[%],  $P_2/P_1$ 이 0.96인 경계조건인 경우의 유동특성을 분석하였으며 해석에 따른 속도 벡터 분포와 압력 분포를 확인하였다. 노치 형상에 따른 속도 벡터 분포를 통해 세 가지 형상 모두 유체가 교축 지점을 통과할 때 유속이 빨라지는 것을 확인할 수 있으며 이에 따라 교축 지점의 물리적인 단면적보다 좁은 단면적으로 유체가 이동하고 있음을 추측할 수 있다. 최대 속도가 발생하는 지점 및 와류 발생 위치 및 발달 정도를 확인하였으며 세 형상 중 V자형 노치 형상의 콘이 와류 개수가 가장 적고 완전발달이 덜 이루어지는 것을 확인하였다. 이에 따라 노치를 만드는 것이 매끄러운 유동을 만든다는 것을 추측할 수 있었다. 또한 압력 분포를 통해 교축 지점을 지난 유체의 속도가 점점 낮아짐에 따라 압력이 증가하고 있음을 확인하였다.

2. 콘 형상 별 밸브의 개도율 및 압력비에 따른 질량유량 변화를 수치해석하였다. 세 형상 모두 개도율이 증가할수록, 압력비가 낮아질수록 질량유량이 증가하는 모습을 확인하였다. 하지만 압력비가 낮아질수록 꾸준히 질량유량이 계속 증가하였기 때문에 압력비 경계조건인 최소 압력비인 0.2와 0 사이에 임계압력비가 존재한다는 것을 추측할 수 있다. 따라서 압력비 0.1부터 0.04까지의 수치해석을 추가로 진행하였으며 수치해석 결과 압력비 0.1에서부터 질량유량이 증가하지 않는 것을 확인하여 본 글로브밸브의 임계압력비는 약 0.1임을 알 수 있었다. 이러한 결과를 통해 제 3.2장의 유량 및 임계압력비 추정 방법으로는 이를 정확하게 추정하기 어렵다는 것을 알 수 있었다. 노치가 없는 콘은 피스톤이 7.62[mm] 움직일 때 까지 유동이 발생하지 않았으며 결과적으로 데드밴드 구간을 확인하였다. 이는 노치가 없기 때문에 개도량 7.62[mm]까지의 교축 단면적  $A$ 가 0이며 이에 따라 유량이 흐르지 않는다는 것을 확인하였다. U자형 및 V자형 노치 형상의 콘에서의 질량유량은 비선형적인 유량 증감을 나타내었으며 선형적 유량 증감을 위한 개선 방법으로는 유효단면적  $A$ 의 선형적 증감을 위한 연구, 피스톤 두께 축소 등을 생각할 수 있었다.

3. 어느 형상의 노치가 선형성이 더 좋은지 판단하기에 어려움이 있었기 때문에 각 형상 별 질량유량의 피팅 곡선 방정식을 세운 후 피팅 곡선 그래프를 그렸으며, 피팅 곡선의 유량 변화율  $\nabla Z$  값 및 그래프를 통해 각 노치 형상별 선형성을 비교하였다.  $\nabla Z$ 은 세 형상 모두 0.01부터 0.02 사이를 유지함을 확인하였으며 선형에 가까운 비선형 곡선임을 알 수 있었다. 여기서 세 형상의 공통점은 압력비에 따른  $\nabla Z$ 의 변화율은 굉장히 미세하다. 하지만 개도율에 따른  $\nabla Z$ 는 노치가 만들어져 있는 깊이인 약 40[%]인 구간, 노치가 완만하게 만들어져 있는 구간인 약 40[%]부터 약 75[%]인 구간

그리고 유효단면적이 선형적으로 커지는 구간인 약 75[%]이후인 구간에 따라  $\nabla Z$ 의 변화율이 어떻게, 왜 달라지는 것인지를 알 수 있었다. 또한 각 노치 형상 별 차이점을 통해 노치가 없는 콘의 피팅 곡선의 경우 데드 밴드 외 구간에서의  $\nabla Z$ 의 변화율 감소를 목적으로 노치를 만들지 않은 것이었지만 타 형상의 콘들에 비해  $\nabla Z$ 의 변화율이 컸기 때문에 노치를 만들지 않는다는 것이 큰 영향을 끼치지 않음을 알 수 있었다. U자형 노치 형상의 콘을 통해 노치를 만드는 것이  $\nabla Z$ 의 변화율 감소에 도움이 된다는 것을 알 수 있었다. 두 결과를 종합함에 따라 V자형 노치 형상의 콘이  $\nabla Z$ 의 변화율이 가장 작음을 수치해석 결과를 통해 알 수 있었다.



## 제 4 장 결 론

본 논문에서는 압축성유체용 파일럿 조작식 글로브밸브의 내부 콘 형상을 3가지로 모델링하여 CFD해석을 함으로써 특성이 가장 좋은 콘 형상을 개발하였다. 본 논문의 연구결과를 각 장별로 간략하게 정리하면 아래와 같다.

2장에서는 개발한 글로브밸브에서 비압축성유체를 이용할 때의 CFD해석을 하였다. 유동해석 결과, 속도 벡터 분포를 통해 좁아진 유로 면에 의해 빨라지는 유속을 확인하였다. 따라서 이로 인해 증가한 관성력이 난류 운동을 발생시키는 것, 그리고 느린 속도를 유지하는 유체가 강제 역할을 하여 유동 박리를 일으켜 난류 운동을 발생시키는 것 두 가지를 난류 운동의 원인임을 확인하였다. 또한 압력 분포를 통해 난류 운동 생성 과정에서 압력에너지가 변하는 것을 확인하였으며 이로 인해 압력이 완전한 회복이 안 되는 것을 확인하였다.

2장에서의 질량유량 수치해석 결과를 이론적 계산을 이용하여 비교한 후 본 글로브밸브의 유량계수를 보정하였으며 유량계수가 낮은 원인으로서는 내부 형상에 따른 마찰로 인한 손실, 교축 단면적 측정 오차임을 알 수 있었다. 이에 수치해석 결과의 검증을 위해 실험을 통한 유량 테스트를 하여 이를 비교하였으며 유량 및 밸브 용량계수를 통해 최종적으로 5[%] 이내의 오차를 확인하여 3D모델 타당성을 검증하였다.

3장에서는 밸브 내부 콘 형상을 3가지로 모델링하여 CFD해석을 하였다. 해석 결과에 따른 유동 특성 분석을 통해 V자형 노치 형상의 콘이 와류발생이 가장 적고 유동 특성이 좋다는 것을 확인하였다.

3장에서는 CFD해석 결과를 기반으로 콘 형상 별 밸브의 개도율 및 압력비에 따른 질량유량의 변화를 수치해석 하였다. 해석 결과, 세 형상 모두

임계압력비가 약 0.1이라는 것을 확인하였으며, 노치가 없는 콘에서는 데드 밴드 구간을 확인하였다. 또한 세 형상 모두 비선형적인 유량 특성을 가지고 있음을 확인하였다.

3장에서는 밸브 유량특성을 이용한 피팅 곡선 방정식을 세운 후 피팅 곡선을 그렸다. 이후 콘 형상별 유량특성을 비교하기 위해 유량 피팅 그래프의 유량 변화율 $\nabla Z$ 을 곡선으로 그려 유량의 증감 및  $\nabla Z$ 의 변화율을 비교하였다. 이를 토대로 각 노치의 형상 별 구간마다의 유량 증감을 확인하였으며  $\nabla Z$ 의 변화율 비교를 통해 노치의 필요성을 확인하였다. 3장에서의 결과에 따라 최종적으로 V자형 노치 형상일 때의 콘이 유량 특성이 가장 좋음을 제시하였다.



## 참고 문헌

- (1) Anthony Exposito, "Fluid Power with Applications 7<sup>th</sup> edition", Pearson.
- (2) Computational Fluid Dynamics, Gas dynamic Lab., Sungkyunkwan university
- (3) ASME B31.3 (3), "Process Piping Guide: gas, steam, air and water", 2016, American Society of Mechanical Engineers(ASME).
- (4) Flourentzou F., Van der Maas J. and Roulet CA.1998. "Natural ventilation for passive cooling: measurement of discharge coefficients," Energy and Buildings. Vol. 22, pp283-292.
- (5) Hyung Wook Yi1, Yong Moon Lee, Bo Sung Shin, Tae Gu Lee and Myung Chang Kang, 2016, "Prototype Manufacturing Using 3D Printing and Characteristics of Flow Rate and Dynamics for High Temperature Solenoid Valve", Korean Soc. Precis. Eng., Vol. 33, No. 5, pp. 341-348.
- (6) Menter, F.R., Kuntz, M. and Langtry, R., 2003, "Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model," Turbulence, Heat and Mass Transfer 4, ed: K. Hanjalic, Y. Nagano, and M. Tummers, Begell House, Inc., pp.625-632.
- (7) J. D. Anderson, Jr., "Governing Equations of Fluid Dynamics, Computational fluid dynamics - An Introduction", J. F Wendt, Ed. heidelberg :Springer, 1995.
- (8) ANSYS "User's Manual version 15.0" ANSYS Inc., USA.
- (9) ASNI/ISA-75.02, "Control Valve Capacity Test Procedures", 2008,

International Society of Automation(ISA).

(10) IEC 60534-2-3, “Industrial-Process Control Valves (Part 2-3: Flow capacity-Test Procedure)”, 1997, International Electrotechnical Committee(IEC).

(11) 지상원, “공기압 밸브의 유량계산식”, 2006, 드라이브·컨트롤, 3(2), 20-25.

(12) KS B 2101, “Test procedure for flow coefficient valves”, 2014, Korea Industrial Standards(KS).

(13) Industrial accident prevention center, “Understanding of Control Valve”, 2010, Korea Occupational Safety Health Agency(KOSHA).

(14) Jin Young Do, “Analysis of Flow Characteristics in Spool Valves of an Excavator with Various Notch Shapes by Using Commercial CFD Code”, Inha university, 2018.

(15) 배기화, 박재현, 강상모, 2008, “선박용 글로브 밸브의 유동특성에 관한 연구”, 한국마린엔지니어링학회지, 32(1), 110-118.

(16) Il Young Lee, Ji Seong Jang. “Designing of Hydraulic and pneumatic system”, Sae-jong publisher, 2008.

(17) Son Jong Wu, “Assessment of reynolds stress turbulence closures in the calculation of transonic, separated flow”, Inha University, 2000.

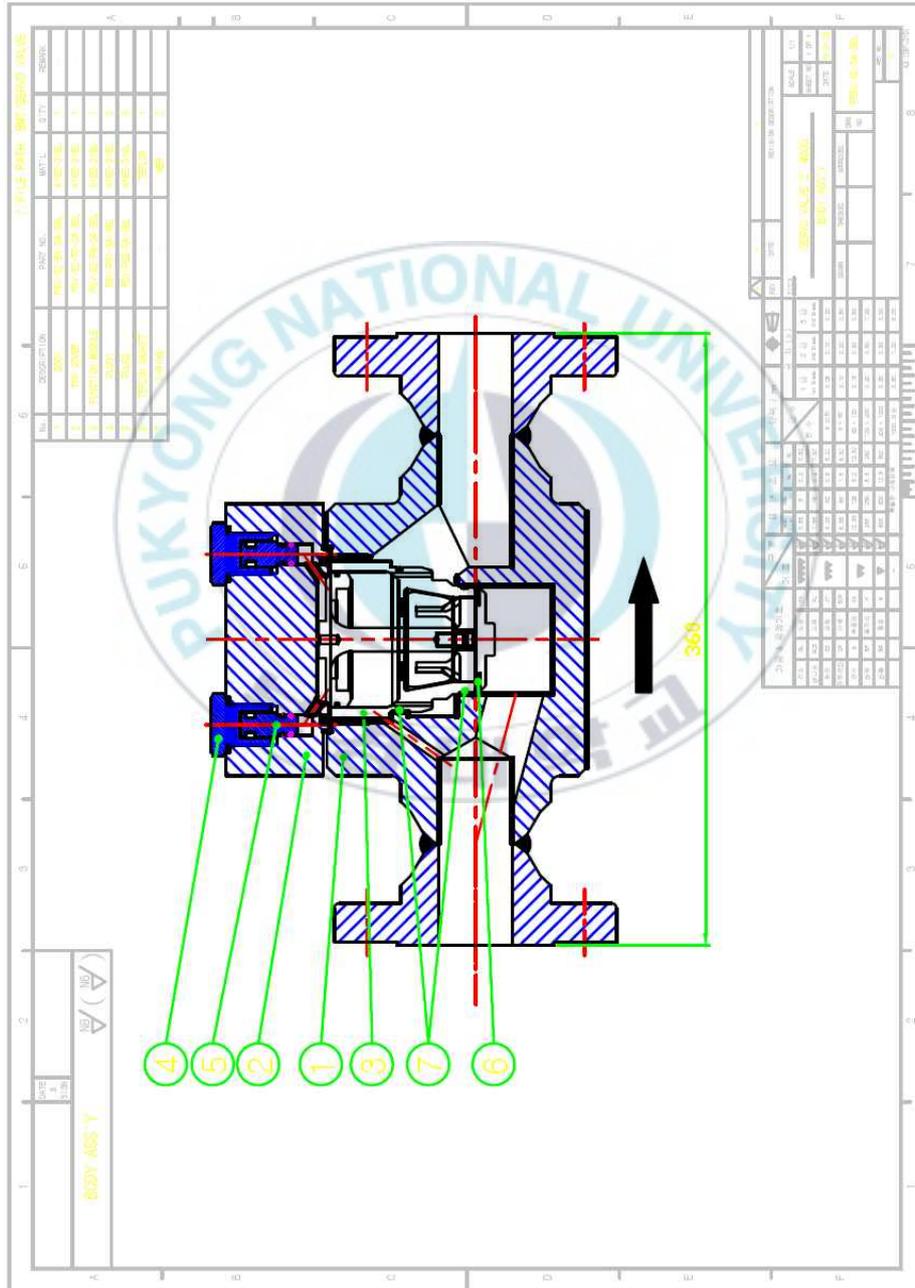
(18) “Precision Measurement technology education supplementary material (Fluid and flow field)”, pp.11-12, Korea Association of Standards Testing Organizations(KASTO), 2016.

(19) “Flow analysis training for design and analysis of eco-friendly shipbuilding marine equipments”, Korea Maritime and Ocean University, 2018.

- (20) “Two-Phase Flow Models and Numerical Methods of the Commercial CFD Codes”, pp.45-46, Korea Atomic Energy Research Institute(KAERI), 2007.
- (21) 장지성, 지상원, 2007, “공기압 밸브의 유량특성 측정법”, 드라이브·컨트롤, 4(3), 28-32.
- (22) 小根山尚武, 2003, “空氣壓機器の流量特性に関する研究と提案”, Japan Fluid Power Association.
- (23) JIS, 2000, “JIS B 8390 Pneumatic fluid power - Components using compressible fluids- Determination of flow-rate characteristics” Japanese Standards Association.
- (24) 지상원, 정황훈, 한승훈, 장지성, 2016, “공기압 비례밸브 유량특성에 관한 기초연구”. 유공압건설기계학회 학술대회논문집, 87-89.
- (25) MS TODAY 2014, “Hysteresis and dead band”.
- (26) MATLAB User’s Manual version R2018b, “gradient”.
- (27) 田中一郎, 姫野洋司, 1978, “壓力勾配がある二次元亂流境界層の速度分布の解法”, pp.43-47, 大阪大學.
- (28) Yunus A. Cengel, John M. Cimbala,, “Fluid Mechanics-Fundamentals and Applications”, McGrawHill, 2005.
- (29) Amos Gilat, “MATLAB-An Introduction with Applications 3<sup>rd</sup> edition”, Wiley.
- (30) 寶山靖浩, 小川和昭, 2009, “エアブローノズルの機能評価”, 品質工學, pp65-72, vol. 17, No.3.

# 부 록

## A. Assembly drawing of globe valve



## B. Massflow rate by opening rate and outlet pressure

### B.1 Notchless

$P_2/P_1$	Opening rate(%)										
	5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
0.96	0	0	0	0	0.016	0.064	0.124	0.176	0.233	0.282	0.323
0.8	0	0	0	0	0	0.102	0.193	0.382	0.516	0.634	0.716
0.6	0	0	0	0	0	0.157	0.242	0.493	0.698	0.858	0.961
0.4	0	0	0	0	0	0.219	0.328	0.582	0.788	0.95	1.061
0.2	0	0	0	0	0	0.322	0.445	0.665	0.828	1.017	1.091
0.1	$P_2/P_1$ (0.04~0.1) : 임계압력비 지점										1.105
0.05											1.105
0.04											1.105

### B.2 U notch

$P_2/P_1$	Opening rate(%)										
	5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
0.96	0	0	0.026	0.042	0.062	0.094	0.144	0.193	0.251	0.298	0.33
0.8	0	0	0.03	0.061	0.099	0.115	0.251	0.425	0.558	0.651	0.734
0.6	0	0	0.043	0.117	0.143	0.186	0.335	0.538	0.725	0.88	0.965
0.4	0	0	0.064	0.142	0.172	0.216	0.418	0.641	0.827	0.968	1.069
0.2	0	0	0.094	0.171	0.213	0.302	0.513	0.701	0.898	1.023	1.109
0.1	$P_2/P_1$ (0.04~0.1) : 임계압력비 지점										1.142
0.05											1.142
0.04											1.142

### B.3 V notch

$P_2/P_1$	Opening rate(%)										
	5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
0.96	0	0	0.035	0.059	0.086	0.125	0.175	0.223	0.276	0.323	0.336
0.8	0	0	0.048	0.074	0.111	0.198	0.366	0.498	0.625	0.695	0.756
0.6	0	0	0.082	0.129	0.188	0.301	0.472	0.652	0.817	0.927	1.001
0.4	0	0	0.105	0.15	0.211	0.331	0.551	0.759	0.924	1.023	1.094
0.2	0	0	0.136	0.177	0.265	0.438	0.633	0.817	0.977	1.058	1.132
0.1	$P_2/P_1$ (0.04~0.1) : 임계압력비 지점										1.155
0.05											1.155
0.04											1.155



## C. Matlab code

### C.1 Actual value(CFD) of massflow rate

```
function fittingcompare = fitting(x,y,z_notchless,z_unotch,z_vnotch)
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%% ACTUAL VALUE (CFD) OF MASSFLOW RATE
%=====
%% Graph for massflow rate
%-----
% 'AIRCFD_11-17_fitting.mat' is the massflow rate according to piston
% displacement and outlet pressure
%-----
% Massflow rate Notchless cone
    addpath('D:\GRADUATE_FLOWANALYSIS')
    load('AIR_IDEAL2.mat')
    [X, Y]=meshgrid(x,y);
    figure
    surf(X,Y,z_notchless_ideal)
    title('Massflow for displacement and outlet pressure')
    xlabel('Piston displacement (mm)')
    ylabel('Outlet pressure (bar)')           % outlet pressure, bar
    zlabel('Massflow(kg/s)')                % massflow, kg/s
%-----
% Massflow rate U notch cone
    addpath('D:\GRADUATE_FLOWANALYSIS')
    load('AIR_IDEAL2.mat')
    [X, Y]=meshgrid(x,y);
    figure
    surf(X,Y,z_Unotch_ideal)
    title('Massflow for displacement and outlet pressure')
    xlabel('Piston displacement (mm)')
    ylabel('Outlet pressure (bar)')
    zlabel('Massflow(kg/s)')
%-----
% Massflow rate V notch cone
    addpath('D:\GRADUATE_FLOWANALYSIS')
    load('AIR_IDEAL2.mat')
    [X, Y]=meshgrid(x,y);
    figure
    surf(X,Y,z_Vnotch_ideal)
    title('Massflow for displacement and outlet pressure')
    xlabel('Piston displacement (mm)')
```

```
ylabel('Outlet pressure(bar)')
```

```
zlabel('Massflow(kg/s)')
```

```
%=====
```

```
%
```

```
%%%%%%%%%%
```



## C.2 Fitting function for massflow rate

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%% FITTING FOR MASSFLOW RATE
%=====
%% Coefficient of fitting function (linear model polynomial 4X3)
%-----
% all the coefficients use the values obtained from the Curve Fitting tool
%-----
% Coefficient of Notchless cone
pn00 = -0.06333;
pn10 = 0.0006284;
pn01 = 0.6687;
pn20 = 3.574e-06;
pn11 = -0.03773;
pn02 = -1.212;
pn30 = 5.435e-06;
pn21 = -4.08e-05;
pn12 = 0.074;
pn03 = 0.5574;
pn40 = -4.344e-08;
pn31 = 3.04e-06;
pn22 = -0.000457;
pn13 = -0.02659;
%-----
% Coefficient of U notch cone
pu00 = -0.154;
pu10 = 0.01905;
pu01 = 0.6305;
pu20 = -0.0004572;
pu11 = -0.04298;
pu02 = -1.135;
pu30 = 9.323e-06;
pu21 = 0.0001506;
pu12 = 0.06903;
pu03 = 0.5773;
pu40 = -5.316e-08;
pu31 = 1.447e-06;
pu22 = -0.0003762;
pu13 = -0.02881;
%-----
```

```

% Coefficient of V notch cone
pv00 = -0.1058;
pv10 = 0.01133;
pv01 = 0.5614;
pv20 = -0.0001149;
pv11 = -0.0345;
pv02 = -1.139;
pv30 = 5.131e-06;
pv21 = 6.53e-06;
pv12 = 0.06465;
pv03 = 0.6472;
pv40 = -3.824e-08;
pv31 = 2.1e-06;
pv22 = -0.0003065;
pv13 = -0.03201;

%==== =====
%% Fitting function(equ)
%-----
% f(x,y) is the linear model polynomial 4X3
%-----
% Notchless cone fitting function
N_fitting_equ = pn00 + pn10*X + pn01*Y + pn20*(X.^2) + pn11*(X.*Y) ...
+ pn02*(Y.^2) + pn30*(X.^3) + pn21*(X.^2).*Y + pn12*X.*(Y.^2) ...
+ pn03*(Y.^3) + pn40*(X.^4) + pn31*(X.^3).*Y + pn22*(X.^2).**(Y.^2) ...
+ pn13*X.*(Y.^3);

%-----
% U notch cone fitting function
U_fitting_equ = pu00 + pu10*X + pu01*Y + pu20*(X.^2) + pu11*(X.*Y) ...
+ pu02*(Y.^2) + pu30*(X.^3) + pu21*(X.^2).*Y + pu12*X.*(Y.^2) ...
+ pu03*(Y.^3) + pu40*(X.^4) + pu31*(X.^3).*Y + pu22*(X.^2).**(Y.^2) ...
+ pu13*X.*(Y.^3);

%-----
% V notch cone fitting function
V_fitting_equ = pv00 + pv10*X + pv01*Y + pv20*(X.^2) + pv11*(X.*Y) ...
+ pv02*(Y.^2) + pv30*(X.^3) + pv21*(X.^2).*Y + pv12*X.*(Y.^2) ...
+ pv03*(Y.^3) + pv40*(X.^4) + pv31*(X.^3).*Y + pv22*(X.^2).**(Y.^2) ...
+ pv13*X.*(Y.^3);

%==== =====
%% Error calculation Equation
%-----
% error is relative error
% assume 'z' by ANSIS is true value and fitting value is approximate value

```

```

%-----
% Error between massflow of notchless cone and notchless cone fitting
error_n = abs(N_fitting_equ - z_notchless_ideal)./z_notchless_ideal*100;
%-----
% Error between massflow of U notch cone and U notch cone fitting
error_u = abs(U_fitting_equ - z_Unotch_ideal)./z_Unotch_ideal*100;
%-----
% Error between massflow of V notch cone and V notch cone fitting
error_v = abs(V_fitting_equ - z_Vnotch_ideal)./z_Vnotch_ideal*100;
%-----
% As a result of error calculation, V notch cone fitting has an error of
% 8.16%, U notch cone fitting has 12% and Notchless cone fitting has 7.16%
%==== =====
%% Graph for comparing ANSYS result and Fitting result
%-----
% Notchless cone
addpath('D:\GRADUATE_FLOWANALYSIS')
load('AIR_IDEAL2.mat')
[X, Y]=meshgrid(x,y);
figure
surf(X,Y,z_notchless_ideal)
hold on
surf(X,Y,N_fitting_equ)
title('Massflow according to outlet pressure and piston displacement')
xlabel('Piston displacement(mm)')
ylabel('Outlet pressure(bar)')
zlabel('Massflow(kg/s)')
%-----
% U notch cone
addpath('D:\GRADUATE_FLOWANALYSIS')
load('AIR_IDEAL2.mat')
[X, Y]=meshgrid(x,y);
figure
surf(X,Y,z_Unotch_ideal)
hold on
surf(X,Y,U_fitting_equ)
title('Massflow according to outlet pressure and piston displacement')
xlabel('Piston displacement(mm)')
ylabel('Outlet pressure(bar)')
zlabel('Massflow(kg/s)')
%-----
% V notch cone
addpath('D:\GRADUATE_FLOWANALYSIS')

```

```

load('AIR_IDEAL2.mat')
[X, Y]=meshgrid(x,y);
figure
surf(X,Y,z_Vnotch_ideal)
hold on
surf(X,Y,V_fitting_equ)
title('Massflow according to outlet pressure and piston displacement')
xlabel('Piston displacement(mm)')
ylabel('Outlet pressure(bar)')
zlabel('Massflow(kg/s)')
%=====
%
%*****

```



### C.3 linearity of massflow for each cone shape

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%% CHECKING FOR LINEARITY OF MASSFLOW FOR EACH CONE SHAPE
%=====
%% Partial derivatives of fitting function
%-----
% partial differential equation of Notchless cone fitting function
nabla_zn = - (1641116800126859*X.^3)/9444732965739290427392 ...
+ (21533991161885583*X.^2.*Y)/2361183241434822606848 ...
+ (9624773187898695*X.^2)/590295810358705651712 ...
- (8430162041685265*X.*Y.^2)/9223372036854775808 ...
- (3010508632829399*X.*Y)/36893488147419103232 ...
+ (1054858613111007*X)/147573952589676412928 - (2659*Y.^3)/100000 ...
+ (37*Y.^2)/500 - (3773*Y)/100000 + 5795966987959541/9223372036854775808;
%-----
% partial differential equation of U notch cone fitting function
nabla_zu = - (8033312071339211*X.^3)/37778931862957161709568 ...
+ (20499792902137131*X.^2.*Y)/4722366482869645213696 ...
+ (16509983519922639*X.^2)/590295810358705651712 ...
- (6939665120529533*X.*Y.^2)/9223372036854775808 ...
+ (5556159315001317*X.*Y)/18446744073709551616 ...
- (8433851390500007*X)/9223372036854775808 - (2881*Y.^3)/100000 ...
+ (6903*Y.^2)/100000 - (2149*Y)/50000 + 381/20000;
%-----
% partial differential equation of V notch cone fitting function
nabla_zv = - (5778665417757927*X.^3)/37778931862957161709568 ...
+ (14875454421039381*X.^2.*Y)/2361183241434822606848 ...
+ (18172846817703111*X.^2)/1180591620717411303424 ...
- (2826963529295989*X.*Y.^2)/4611686018427387904 ...
+ (963657910410587*X.*Y)/73786976294838206464 ...
- (4239061788138455*X)/18446744073709551616 ...
- (3201*Y.^3)/100000 + (1293*Y.^2)/20000 - (69*Y)/2000 + 1133/100000;
%=====
%% Graph of function slope
%-----
% Graph of V notch cone function slope
figure
surf(X,Y,nabla_zn)
hold on
%-----
% Graph of U notch cone function slope
surf(X,Y,nabla_zu)

```

```
hold on
%-----
% Graph of notchless cone function slope
surf(X,Y,nabla_zv)
title('Massflow change rate')
xlabel('Piston displacement(mm)')
ylabel('Outlet pressure(bar)')
zlabel('Flow rate slope')
%=====
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
end
```

