

# LNG / LNG-FPSO 선박용 안전밸브의 유동특성 및 유출계수에 관한 연구

김성진\* · 정성윤\*\* · 김당주\*\*\* · 김 철\*\*†

\* 부산대학교 창의공학시스템학과, \*\* 부산대학교 기계기술연구원, \*\*\* (주)코벨 연구소

## Study on Flow Characteristics and Discharge Coefficient of Safety Valve for LNG/LNG-FPSO Ships

Sung Jin Kim\*, Sung Yuen Jung\*\*, Dang Ju Kim\*\*\* and Chul Kim\*\*†

\* Dept. of Creative Engineering System, Pusan Nat'l Univ.

\*\* Research Institute of Mechanical Technology, Pusan Nat'l Univ.

\*\*\* Research Institute, Korval Co., Ltd.

(Received September 6, 2010 ; Revised February 23, 2011 ; Accepted February 25, 2011)

**Key Words:** Safety Valve(안전밸브), Discharge Coefficient(유출계수), Compressible Flow(압축성 유동), Computation Fluid Dynamics(전산유체역학), Shock Wave(충격파)

**초록:** LNG / LNG-FPSO 선박에 사용되는 안전밸브는 배관 시스템으로부터 유체를 방출하여 시스템의 압력을 일정하게 유지시키는데 중요한 역할을 한다. 이러한 안전밸브의 기능적 특성으로 인해 유출계수는 밸브의 성능 중 가장 큰 비중을 차지하며, 선급의 인정을 받기 위해서는 0.8 이상의 유출계수가 요구되고 있다. 밸브 성능을 향상시키기 위해서 밸브 내부에서 발생하는 유동특성에 대한 정확한 이해가 필요함에도 불구하고 대부분의 밸브 설계의 경우 현장 작업자들의 경험과 실험에 의한 시행착오에 의존하고 있다. 본 논문에서는 안전밸브에 대한 유동해석을 통해 밸브 내부에 발생하는 압축성 유동현상을 고찰하였고, 실험과 해석에 의한 유출계수를 비교하여 유동해석의 타당성을 검증하였으며, 안전밸브를 지나는 공기의 질량유량을 예측하기 위한 유동해석 모델을 확립하였다.

**Abstract:** The safety valve used in LNG/LNG-FPSO ships plays an important role in maintaining a fixed level of pressure by emitting LNG gas out of the pipes in the LNG piping system. The discharge coefficient is regarded as the most important factor in the valve performance. To satisfy the ship's classification, the discharge coefficient of the safety valve must usually be over 0.8. Despite the importance of understanding the flow phenomena inside the safety valve, the valve design is usually based on experience and experiments. We carried out a computational fluid dynamics (CFD) investigation using the ANSYS-CFX software. We observed the flow phenomena inside the valve and measured the discharge coefficients according to changes in the valve lift, which is the distance between the exit of the nozzle and the lower part of the disc plate. We verified our CFD results for the discharge coefficients using available experimental data.

### 1. 서론

천연가스는 석유, 석탄에 비하여 연소 시 발생하는 이산화탄소 및 아황산가스 등과 같은 공해물질의 함량이 적기 때문에 세계적으로 사용량이 급속하게 증대되고 있으며, 우리나라를 비롯한 일본, 중국, 인도 등의 아시아 국가에서도 공해를 줄이기 위해 석유 사용대신 천연가스의 사용을 늘리고 있는 추세이

다. 이에 따라 천연가스를 초저온에서 액화시킨 액화천연가스(Liquefied Natural Gas, LNG)의 시추 및 저장과 운반기능을 담당하는 설비의 수요도 비약적으로 증가하고 있다. 하지만 현재 국내 조선산업은 세계 시장 점유율 1 위의 세계적 위상에도 불구하고 LNG 및 LNG-FPSO 선 등의 고부가가치 선박에 탑재되는 조선기자재의 국산화율은 극히 저조하여 대부분을 유럽, 일본 등지에서 수입에 의존하고 있는 실정이다. 그 중에서도 LNG 운송 및 저장 시스템의 안정성 확보에 핵심적인 기능을 하는 안전밸브는 약 90% 이상을 수입에 의존하고 있으며, 국내에서 생산

† Corresponding Author, chulki@pusan.ac.kr  
© 2011 The Korean Society of Mechanical Engineers

하는 안전밸브의 경우 그 설계에 있어 내부 유동특성에 대한 정량적 해석과 예측기법이 없는 경험에 의존한 설계가 대부분이다. 이는 밸브 설계 시 성능 및 안전에 대한 정확한 기준을 제시할 수 없어 과잉설계나 불안을 야기시킬 가능성이 크다. 따라서 제품의 신뢰성 및 기술 경쟁력 향상을 위해 해석과 실험을 병행한 밸브 설계기술을 확보하는 것은 대단히 중요하다.

국내의 경우 LNG 선박 또는 여러 산업분야에서 사용되는 초저온, 고압 밸브와 관련하여 글로브 밸브, 버터플라이 밸브 등의 On-Off 밸브 및 유량제한밸브의 구조해석 및 유동해석에 관련된 연구<sup>(1,2)</sup>는 다수 진행된바 있으나 LNG 및 LNG-FPSO 선박용 안전밸브의 경우 내부 구조가 비교적 단순함에도 불구하고, 안전밸브를 지나는 유체의 유동에 관한 연구가 미흡하여 공학적인 설계가 용이하지 않은 실정이다.

안전밸브 내부의 압축성 유동을 고찰하는데 있어 가장 유사한 연구로 Reid 와 Stewart<sup>(3)</sup>는 Toridal 벤츄리 노즐에 대하여 Reynolds 수를 변화시켜 가면서 유출계수 변화를 관찰하였고, Brain,<sup>(4)</sup> Blake<sup>(5)</sup> 등은 노즐 상류 측의 와류가 유출계수에 미치는 영향을 연구하였으며, Park<sup>(6)</sup>은 임계음속 노즐의 입구형상이 유출계수에 미치는 영향을 분석하여 입구 곡률반경과 입구 길이가 같을 때 유출계수가 가장 크다는 연구내용을 보고한바 있다. 이와 같이 대부분의 연구가 초음속 노즐 자체의 유동특성 및 유출계수에 초점이 맞추어져 있는 것을 알 수 있으며, 안전밸브 내부의 유동공간을 동시에 고려하여 초음속 노즐의 유동특성 및 유출계수를 연구한 사례가 미흡하기 때문에 안전밸브의 운전 범위와 내부 유동공간을 고려한 체계적인 연구가 요구된다.

본 연구에서는 안전밸브에 대한 유동해석을 통해 밸브 내부에 발생하는 압축성 유동현상을 고찰하였고, 밸브의 양정 변화가 유출계수에 미치는 영향을 분석하여 LNG 및 LNG-FPSO 용 안전밸브 설계 시 선급 인증에서 요구되는 유출계수를 확보하기 위한 양정의 한계 값을 제시하였다. 또한 실험과 해석에 의한 유출계수를 비교하여 유동해석의 타당성을 검증하였으며, 안전밸브를 지나는 공기의 질량유량을 예측하기 위한 유동해석 모델을 확립하였다.

## 2. LNG 및 LNG-FPSO 선박용 안전밸브

LNG 및 LNG-FPSO 선박에 사용되는 전형적인 안전밸브의 형태 및 2차원 단면형상을 Fig. 1 과 Fig. 2 에 각각 나타내었다. Fig. 2 와 같이 안전밸브는 노즐

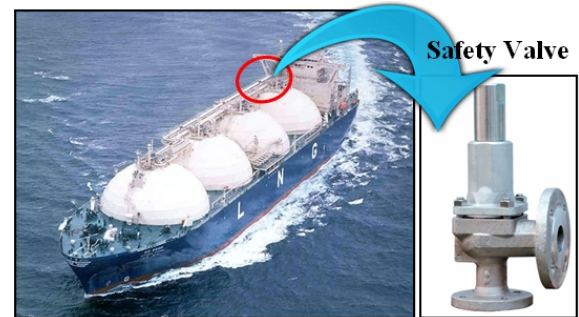


Fig. 1 The safety valve used in LNG ships

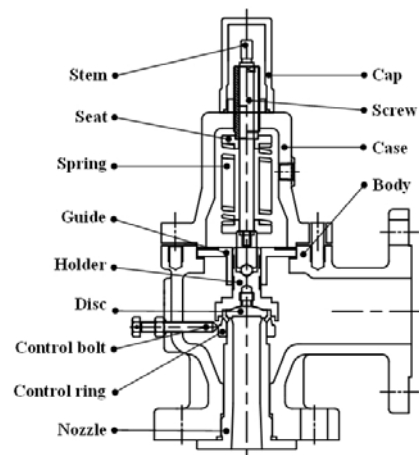


Fig. 2 Vertical cross-section of the safety valve

과 디스크를 포함하여 총 13 개의 부품으로 구성되어 있으며, 압축성 유동의 대표적인 현상인 초킹(choking)을 이용한 밸브로서 내부에 설치된 초음속 노즐 상·하류의 압력비가 일정한 값에 도달하면 하류의 압력에 상관없이 항상 일정한 유량이 노즐을 통해 유동하게 되는 특징을 가진다.

노즐 내부의 압력이 밸브의 설정압력 이하이면 Fig. 3 의 (a)와 같이 밸브가 닫힌 상태를 유지하게 되고, 디스크 판 하부의 압력이 설정압력에 도달 했을 때 노즐 출구 면을 폐쇄하고 있는 디스크 판이 노즐 출구로부터 떨어져 Fig. 3 의 (b)에서처럼 내부의 유체를 바깥으로 방출하게 되며 이때 노즐 목에서 유동이 초크되어 최대 유동이 발생함으로써 배관 내부의 압력을 짧은 시간 내에 요구되는 수준으로 감소시킨다. 이 경우, 디스크 판을 누르고 있는 압축스프링에 의한 힘과 노즐 출구로부터 방출되는 유체에 의한 힘의 차이에 의해 노즐 출구와 디스크 판 사이의 거리, 즉 양정(L)이 결정된다. 이처럼 디스크 판에 의한 양정에 따라 노즐의 유동공간이 결정되는 것이 일반적인 초음속 노즐에서의 유동과 가장 큰 차이점이며, 노즐 출구 면과 디스크 판 사이에 충격과가 형성되고, 디스크 판의 위치에 따라 노즐 출구

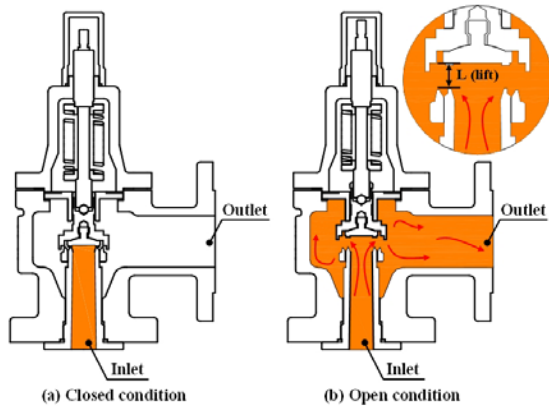


Fig. 3 Scheme of the safety valve

의 유동이 과 팽창, 적정팽창, 부족팽창의 다양한 유동 특성을 가진다.

### 3. 안전밸브의 유출계수

안전밸브의 유출계수  $F_d$  는 이론적 질량유량에 대한 실제 질량유량의 비로 정의되며 아래의 식 (1)과 같이 표현된다. 여기서  $\dot{m}_a$  는 밸브의 실제 질량유량이며,  $\dot{m}_n$  는 이론적 질량유량을 나타낸다.

$$F_d = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_n} \quad (1)$$

안전밸브의 이론적 질량유량의 경우 내부에 설치된 초음속 노즐의 질량유량을 이용한다. 설치된 초음속 노즐에서의 질량유량은 유체가 이상기체이고, 1차원 등 엔트로피 흐름이라 가정하면 아래의 식 (2)로 표현된다. 여기서  $P_0, T_0$  는 노즐 입구 측 기체의 정체압력 및 정체온도이고,  $A^*$ 는 노즐 목 단면적이며,  $R$  은 특정 기체상수,  $C^*$ 는 이상기체의 임계유동함수 (critical flow function)이다.

$$\dot{m}_n = \frac{A^* C^* P_0}{(RT_0)^{0.5}} \quad (2)$$

$C^*$ 는 비열비만의 함수로 아래의 식 (3)과 같다. 여기서  $k$  는 비열비를 나타내며 본 연구에서는 공기에 일반적으로 적용되는 값인 1.4를 적용하였다.

$$C^* = \left[ k \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \right]^{0.5} \quad (3)$$

그러나 실제 밸브 유동에서는 노즐을 포함한 밸브 내부에서의 마찰손실, 벽면 경계층 형성, 이상기체와

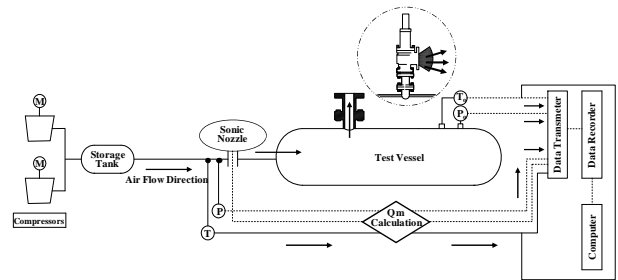


Fig. 4 High pressure gas flow system

실제 기체의 상태방정식 및 비열비의 차이, 밸브 벽면을 통한 열 전달 등의 영향으로 질량유량이 이상적인 경우와 달라진다. 따라서 산업현장에서는 안전밸브의 실제 질량유량을 판단하는 지표로 유출계수가 사용되고 있으며, LNG 및 LNG-FPSO 선박용 안전밸브의 유출계수는 선급의 인정을 받기 위해 최소 0.8 이상의 수준이 요구되고 있다.

### 4. 유출계수 실험

#### 4.1 고압가스 유량측정 표준 시스템<sup>(7)</sup>

본 연구에 사용된 실험장치는 한국표준과학연구원에 설치되어 있는 고압가스 유량 표준 시스템으로 개략도가 Fig. 4에 표시되어 있다.

표준 시스템은 blow-down 형태이며 1.0 ~ 5.0MPa의 압력범위에서 정상유동을 발생시킨다. 유동방향 전환장치와 자이로스코프 저울(gyroscopic scale)로 구성된 중량측정 방법으로 초음속 노즐을 교정하여 10,000m<sup>3</sup>/h의 최대 유동을 발생시킨다. 토출량이 0.33m<sup>3</sup>/h 이고 토출압력이 7.1MPa인 압축기 3대로 52.4m<sup>3</sup>인 저장용 압력용기를 6.5MPa 압력까지 채운다. 저장용 압력용기는 직경이 0.66m이고, 길이가 30m인 4개의 관으로 구성되어 있다. 압축공기는 저장용 압력용기로 흘러 들어가기 전에 5ppm 이상의 먼지나 기름입자를 제거하고 이슬점이 -40℃인 필터를 통과한다. 실험하는 동안에 안정된 압력과 온도를 유지하기 위해서 저장용 압력용기에 있는 압축공기는 최대 5.0MPa까지 1차 압력밸브에서 조정되어 온도조절 루프에 저장된다. 온도조절 루프에 저장된 압축공기는 초음속 노즐에 들어가기 전에 2차 압력조절 밸브를 통과한다.

표준 시스템의 초음속 노즐은 ISO 9300 규격에 따라 제작되었으며 표준 시스템 노즐 입구의 압력과 온도가 안정되고 안전밸브의 온도와 압력이 안정되었을 때의 데이터를 유량성능 분석에 사용한다.

#### 4.2 실험방법

세 대의 압축기(토출압력 7.1MPa)로 공기를 압축

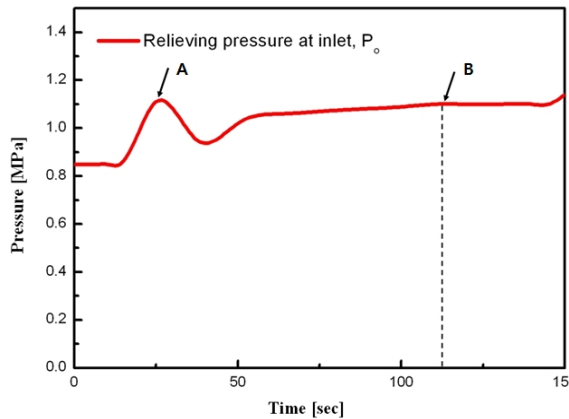


Fig. 5 Relieving pressure data

#### 4.2 실험방법

세 대의 압축기(토출압력 7.1MPa)로 공기를 압축하여 52.4m<sup>3</sup>의 저장용 압력용기에 저장한다. 고압 저장용기의 압축공기는 2 단계에 걸쳐서 압력이 조정된 후에 저장용 압력용기로 유입되어 일정한 실험 압력으로 유지된다. 본 연구에서는 실험압력의 초기 값으로 안전밸브 입구 압력을 0.5MPa 게이지압력으로 설정하였다. 이후 표준시스템에 설치된 초음속 노즐의 압력을 안전밸브 설정압력보다 10% 큰 허용 과부하 압력(allowable over pressure)까지 증가시킨 후 밸브의 질량유량, 압력, 온도가 정상상태에 도달한 다음 20 개의 데이터를 약 20 초에 거쳐 기록하였다. 이 데이터 값을 이용하여 밸브 입구의 평균압력, 평균온도, 평균유량 및 밸브의 유출계수를 구하였다. 밸브 입·출구 직경이 각각 25.4mm, 50mm 이고, 노즐 목 직경은 19.0mm, 양정은 10.5mm 이며, 설정압력은 1.0MPa 인 안전밸브에 대하여 실험이 수행되었다.

#### 4.3 실험결과

안전밸브 입구 압력의 시간에 대한 변화를 Fig. 5에 나타내었다. 표준 시스템의 초음속 노즐의 압력을 증가시키면 초기에는 안전밸브가 닫혀있어 밸브 입구의 압력이 증가하게 된다.

이후 밸브 내부의 압력이 설정압력에 도달하면 밸브가 열리면서 Fig. 5에 표시된 A 부에서처럼 순간적으로 압력이 낮아지고 표준 시스템의 압력이 허용 과부하 압력까지 증가함과 동시에 밸브 입구의 압력과 질량유량도 증가한 뒤 일정하게 유지된다. 밸브의 질량유량, 압력, 온도는 Fig. 5에 표시된 B 지점의 화살표가 지시하는 시간에서부터 약 20 초간 기록되었다.

Table 1 은 밸브의 질량유량, 압력, 온도가 정상상태에 도달한 후 기록한 총 20 개의 데이터를 정리한

Table 1 Results of the experiment

No.	P <sub>0</sub> (MPa)	T <sub>0</sub> (K)	Q <sub>m</sub> (kg/h)	F <sub>d</sub> (-)
1	1.097	290.66	2614	0.933
2	1.097	290.63	2614	0.933
3	1.098	290.60	2614	0.932
4	1.098	290.57	2614	0.932
5	1.098	290.54	2614	0.932
6	1.098	290.52	2614	0.932
7	1.098	290.49	2614	0.932
8	1.099	290.46	2614	0.931
9	1.1	290.44	2614	0.931
10	1.099	290.41	2614	0.931
11	1.1	290.38	2614	0.930
12	1.099	290.35	2614	0.931
13	1.1	290.32	2614	0.930
14	1.099	290.30	2614	0.930
15	1.1	290.26	2614	0.930
16	1.1	290.25	2614	0.930
17	1.1	290.21	2614	0.930
18	1.1	290.19	2614	0.930
19	1.1	290.17	2614	0.930
20	1.1	290.15	2614	0.930
Average	1.1	290.34	2614	0.931

것으로 게이지 압력으로 평균압력이 1.1MPa, 평균온도는 290.34K, 평균 질량유량은 2614kg/h, 평균 유출계수의 경우 0.931임을 알 수 있다.

### 5. 유동해석

안전밸브의 작동 압력 비와 양정에 따른 유동 특성 및 유출계수 변화에 대한 해석을 수행하기 위하여 유체기계 내부 유동과 성능해석에서 비교적 양호한 해석결과를 보이는 것으로 알려진 상용코드 ANSYS CFX 11.0<sup>(8)</sup>를 이용하였다.

본 연구에 사용된 밸브 내부 유동공간의 상세형상과 경계조건을 Fig. 6에 나타내었다. 노즐의 목 직경(D)은 19.0mm 이고, 길이는 3.15D 이다. 노즐의 축소부와 확대부의 길이는 각각 1.84D 및 0.26D로 구성되어 있으며, 밸브 입·출구의 직경은 1.3D 및 2.63D 이다. 밸브와 배관의 연결상태를 고려하여 밸브 입구 쪽을 노즐 입구 직경의 5 배인 6.5D로 설정하였다.

유동해석에 적용된 정렬 및 비 정렬 격자 계를 Fig. 7에 나타내었다. 약 21 만개의 격자 점이 사용되었으며, 해석의 정확도를 높이기 위해 내부 유동공간을 3 차원으로 모델링 하였다. 유동이 초크하는 노즐 목과 경계층 유동이 발달하는 밸브 벽면에 상대

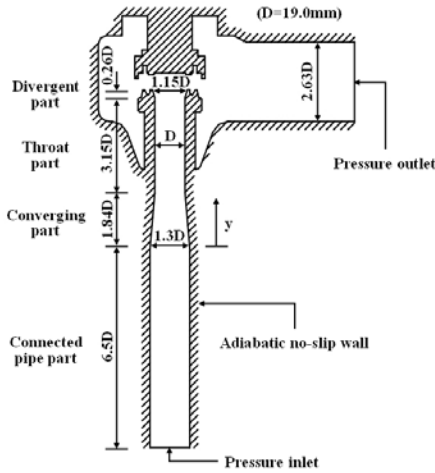


Fig. 6 Schematic diagram of the valve flow field

적으로 조밀한 격자를 생성하였다.

난류 모델로는 SST 표준모델을 사용하였으며, 작동유체는 실험에서 사용되는 공기를 이상기체로 가정하여 이상기체 공기를 적용하였다.

밸브 유동해석에 적용된 경계조건으로는 노즐과 연결된 배관 상류의 정체실 입구에 입구압력 및 온도조건을 적용하였고, 출구에는 출구압력 조건을 적용하였으며, 밸브 내부의 벽면을 구성하는 모든 면에는 단열 No-slip 조건을 적용하였다. 열 전달 효과를 고려한다면 해석과 실험의 오차를 줄일 수 있어 보다 더 정확한 해석결과를 얻을 수 있을 것이나, 본 논문에서는 실제 외부온도와 밸브 내부를 지나는 공기의 온도 차가  $10^{\circ}\text{C}$  미만으로 밸브의 재질과 두께를 고려하여 열 전달 효과를 무시하였다. 그리고 수렴조건으로는 잔류 항이  $10^{-5}$  이하가 될 때까지 반복계산을 수행하였다.

먼저 유동해석의 신뢰성을 검증하기 위해 양정을 실험에서와 동일한  $10.5\text{mm}$  로 고정하고 Table 1의 모든 실험조건에 대한 정상상태 유동해석을 수행하였다. 이후에 노즐 출구 면과 디스크 판 사이에 형성되는 유로면적을 변화시켜 양정에 따른 유동특성과 유출계수의 변화양상을 확인하기 위해 양정을  $1.5\text{mm}$  에서  $9.5\text{mm}$  까지  $1.0\text{mm}$  간격으로 변화시켰다. 이 경우 정체실 입구의 전압은 절대압력 기준으로 밸브의 허용과부하 압력인  $1201.3\text{kPa}$  과  $3731.3\text{kPa}$  로 두 조건에 대하여 해석을 수행하였으며, 온도는  $290.3\text{K}$  으로 실험 데이터의 평균 값을 적용하였다. 밸브 출구의 정압은 대기압 조건인  $101.3\text{kPa}$  로 고정하였다.

## 6. 결과 및 고찰

### 6.1 유동해석 및 실험결과 비교

유동해석의 타당성을 검증하기 위하여, Table 1의

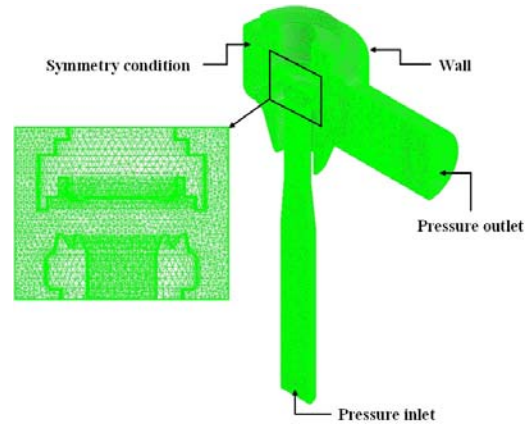


Fig. 7 Three-dimensional planar symmetric grid structure

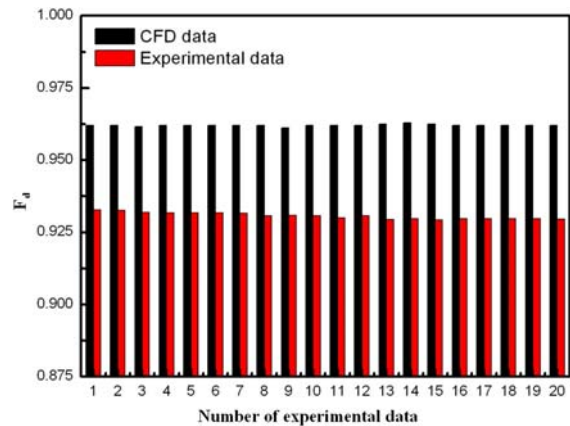


Fig. 8 Comparison of the predicted and experimental discharge coefficients

압력 및 온도에 대한 안전밸브 유출계수 값을 실험과 비교하여 Fig. 8에 나타내었다.

실험에 의한 유출계수가 유동해석 결과보다 작은 경향을 보이는데 이것은 실제 유동에 있어 해석에서 고려하지 않은 이상기체와 실제기체의 상태방정식 및 비열 비의 차이, 밸브 벽면을 통한 열 전달 등의 영향에 기인한 것으로 판단된다. 오차율의 경우 유동해석 결과를 기준으로 약 3.58% 이내의 차이를 보이며, 이를 통해 안전밸브를 지나는 공기의 질량유량을 예측하는데 있어서 본 연구에서 사용된 유동해석 기법이 타당함을 알 수 있다.

### 6.2 노즐 중심축 거리에 따른 유동특성

밸브 내부 노즐의 중심축을 따르며 노즐 입구에서부터 디스크 판 사이의 거리에 대한 국소 정압( $P_1$ )과 정체실 압력( $P_0$ )의 비를 Fig. 9에 나타내었다. 그림에서 황축의  $y / D$ 는 노즐 중심축을 따르는 거리  $y$ 를 노즐 목 직경( $D$ )을 이용하여 무차원화 시킨 값으로  $y / D = 0.0$  은 Fig. 6을 통해 알 수 있듯이 노즐이 축

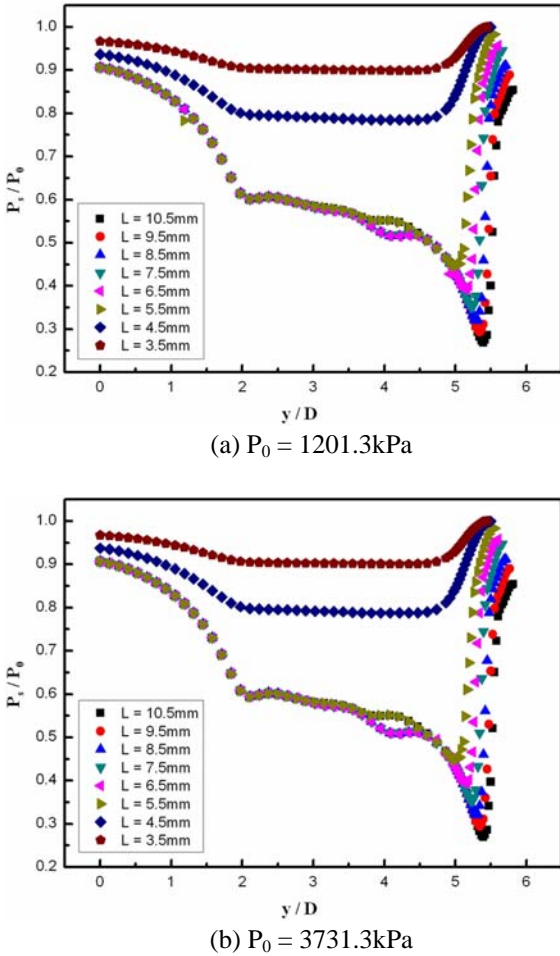


Fig. 9 Static pressure distributions along the nozzle axis

소되는 지점을 의미한다.

노즐 상류에 위치한 정체실의 전압이 1201.3kPa 과 3731.3kPa 의 두 가지 경우 모두 양정이 5.5mm 이상 일 때 유동은 노즐 입구에서부터 노즐 목까지 팽창하여 점차 가속된 후 노즐 목에서 초크하는 현상을 보이고, 노즐 확대 부에서 부족 팽창하여 압력이 감소하는 것을 확인할 수 있으며, 디스크 판에 의해 충격파가 형성되어 압력이 급격하게 증가하고 있음을 알 수 있다. 또한, 노즐 상류 정체실의 전압이 증가하여도 충격파의 발생위치가 거의 변하지 않음을 알 수 있으며, 디스크 판 하부의 국소 정압 크기를 통해 양정이 증가할 수록 충격파의 강도가 증가하여 디스크 판 중심의 압력이 낮아지는 경향을 확인할 수 있다. 그러나 양정이 4.5mm 이하에서 1201.3kPa 과 3731.3kPa 의 두 가지 전압에 대한 유동의 경우 노즐 축소 부에서 가속되는 현상은 보이지만 노즐 목에서 초크현상이 발생하지 않으며, 노즐 확대 부에서는 디스크 판의 영향으로 유동속도가 감소하는 특징을 나타내고 있다. 이와 같은 현상은 디스크 판의 영향으로 인해 노즐 입·출구에서의 압력차이가

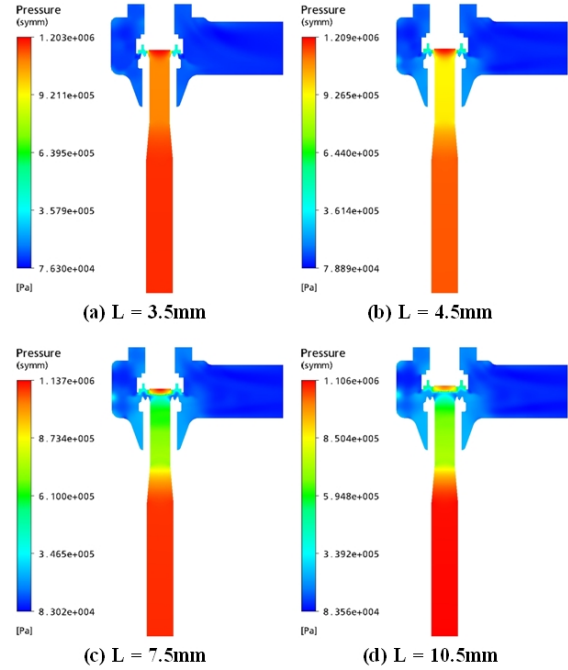


Fig. 10 Contour of pressure under  $P_0=1201.3\text{kPa}$

노즐 목에서의 유동을 초음속으로 가속시키기에 부족하기 때문으로 판단된다.

### 6.3 밸브 양정이 유동장에 미치는 영향

밸브의 양정이 유동장에 미치는 영향을 가지적으로 분석하기 위해 노즐 상류의 정체실 압력이 1201.3kPa 일 때 양정 변화에 따른 압력분포 및 마하수를 Fig. 10 과 Fig. 11 에 나타내었다. Fig. 10 과 Fig. 11 의 (a), (b)는 노즐 내부 유동이 아음속인 경우이고, (c), (d)는 초음속인 경우이다.

일반적으로 공기의 비열비가 1.4 로 일정한 경우 노즐 상류의 정체실 압력( $P_0$ )에 대한 노즐 출구 면의 압력( $P_b$ )의 비인 작동 압력 비( $P_b/P_0$ )가 0.5283 이하인 경우, 노즐 내부의 유동은 목에서 초크하여 노즐 출구에서 부족팽창을 하게 된다. 그러나 Fig. 10 의 (a), (b)의 경우에 디스크 판이 노즐 출구 면에 근접하여 유동의 팽창이 억제되고, 노즐의 입·출구의 압력분포가 거의 동일하며, 유동은 디스크 판 중심에서 점차 가속되어 디스크 판을 벗어날 때 초음속 유동으로 변화되는 것을 Fig. 11 의 (a), (b)에서 관찰할 수 있다. Fig. 10 과 Fig. 11 의 (c), (d)의 경우 노즐 목에서 유동이 초크하여 노즐 확대부 시작지점과 노즐 출구면 사이에 발생한 팽창파를 지나면서 마하 수는 증가하고 압력은 감소하는 전형적인 초음속 유동의 특징을 나타내고 있으며, 디스크 판 중심부에서 다시 가속되어 디스크 판 가장자리를 벗어나면서 초음속으로 변화한 후 대기로 방출된다. 그리고 노즐 출구

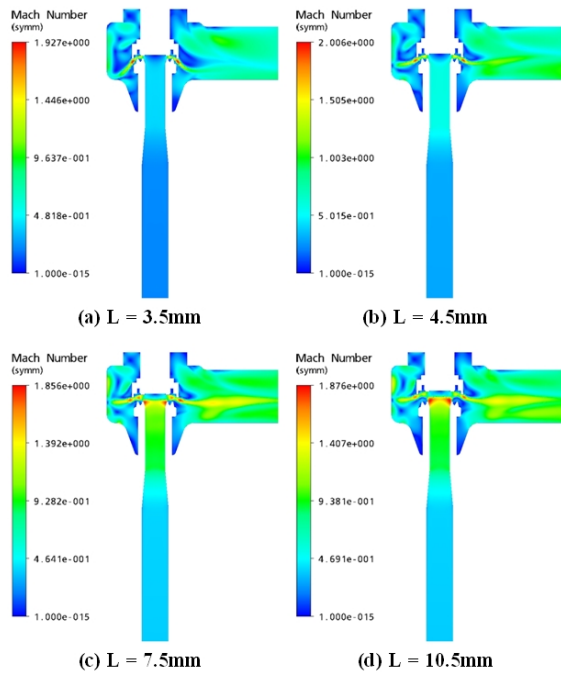


Fig. 11 Contour of Mach number under  $P_0=1201.3\text{kPa}$

면과 디스크 판 사이에 활형 충격파(bow shock wave)가 발생한 것 역시 확인할 수 있다.

초음속 유동에서의 충격파는 유동내의 교란진파와 관계되는 복잡한 문제의 해로서 발생하는 현상으로 본 연구의 경우 디스크 판에 접근하는 공기의 유동이 Fig. 10 과 Fig. 11 의 (a), (b)와 같은 아음속 이면 음파가 노즐 상류의 유동방향으로 전파되어 디스크 판의 존재신호를 노즐 상류의 유동에 미리 보낼 수 있으며 따라서 유동성질들이 디스크 판으로부터 멀리 떨어진 곳에서부터 변하기 시작하는 것을 알 수 있다. 그러나 유동이 초음속이면 음파는 더 이상 노즐 상류로 전파되어 나갈 수 없게 된다. 그 대신에 디스크 판의 조금 아래쪽에서 음파가 쌓이고 합쳐져 Fig. 10 의 (a), (b)와 같이 얇은 수직 충격파를 형성하게 된다. 이러한 충격파의 존재로 인해 충격파 전방의 유동은 디스크 판의 존재를 느끼지 못하지만 충격파 후방에서는 즉시 아음속으로 되므로 충격파 후방의 유동성질들은 디스크 판의 형태로 변하는 것을 확인할 수 있다.

노즐 상류의 정체실 압력과 밸브의 양정 변화에 따른 유출계수를 Fig. 12 에 나타내었다. 노즐 상류의 전압이 1201.3kPa 과 3731.3kPa 인 경우 모두 양정이 길어질수록 유출계수가 증가하여 5.5mm 이상에서 노즐 목의 초킹현상에 의해 최대 유량에 도달한 뒤 유출계수가 약 0.96 으로 일정하게 유지되고 있음을 알 수 있다. 노즐 상류의 전압이 증가함에 따라 유출계수도 미소하게 증가하

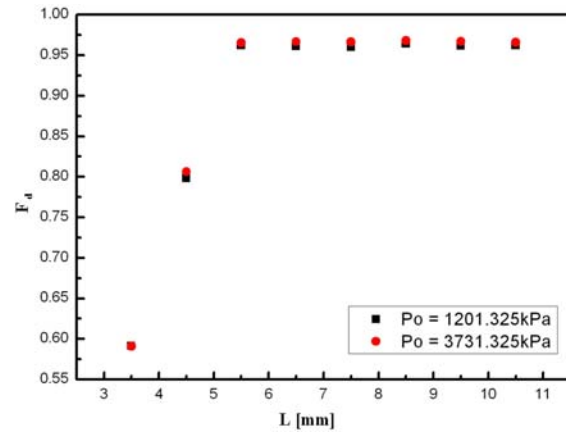


Fig. 12 Comparison of the discharge coefficients

증가하는 경향을 보이고 있지만 가장 큰 차이를 보이는 양정 4.5mm 에서 약 0.01%로 3731.3kPa 이하의 조건에서는 전압에 따른 유출계수의 변화를 무시해도 무방할 것으로 판단된다. 결론적으로 노즐 상류의 설정압력이 1100kPa 과 3630kPa 이고 노즐 목의 직경이 19.0mm 인 LNG 및 LNG-FPSO 선박용 안전밸브의 경우에 선급 인정을 받기 위한 유출계수의 값인 0.8 이상을 만족시키기 위해서는 Fig. 8 의 최대 오차율을 반영하여 유동해석에 의한 유출계수 값이 0.829 이상이 되어야 함을 알 수 있다. 즉, 유출계수를 만족시키기 위한 최소 양정이 5.5mm 이상이 되어야 할 것으로 판단된다.

## 7. 결론

본 연구에서는 LNG 및 LNG-FPSO 선박에 사용되는 안전밸브의 내부 유동특성과 밸브 유출계수를 실험 및 CFD 해석방법으로 분석하였으며, 그 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 밸브 유출계수 실험과 CFD 해석기법에 의한 유출계수 결과를 비교한 결과 실험 값을 기준으로 최대 오차율 3.58%를 나타내었다. 이를 통해 LNG 및 LNG-FPSO 선박용 안전밸브를 지나는 공기의 질량유량을 예측하는 유동해석 기법의 타당성을 검증하였다.

(2) 노즐 상류의 정체실 압력이 1201.3kPa 과 3731.3kPa 일 때, 노즐 출구 면과 디스크 판 사이의 거리 즉, 양정이 4.5mm 이하의 조건에서는 디스크 판의 영향으로 인해 노즐 출구에서 유동의 팽창이 억제되어 디스크 판 하부에 충격파가 발생하지 않았으며, 디스크 판을 벗어나는 지점에서 초음속으로 변화되어 출구로 방출됨을 관찰할 수 있었다.

(3) 각각의 정체실 압력에 대하여 양정이 5.5mm

이상이면 초음속 유동이 발생하여 디스크 판 하부에 활형 충격파가 형성되었고, 양정이 길어질수록 충격파의 강도는 증가하였다. 충격파 발생위치의 경우 정체실 압력에 상관없이 거의 동일한 위치임을 확인할 수 있었다. 그리고 유동이 노즐 확대 부에서 팽창파를 지나면서 마하 수는 증가하고 압력은 감소함을 확인할 수 있었다.

(4) 밸브 유출계수의 경우, 노즐 상류의 정체실 압력에 상관없이 양정 5.5mm 이상에서 약 0.96 의 일정한 값을 가졌으며, 따라서 밸브의 설정압력이 1100kPa 과 3630kPa 이고 노즐 목의 직경이 19.0mm 를 가지는 안전밸브의 경우 선급의 인정을 받기 위한 양정의 한계 값은 5.5mm 임을 알 수 있었다.

## 후 기

본 연구는 중소기업청에서 지원하는 2009 년도 산학협력실 지원사업(No. 00036022)의 연구수행으로 인한 결과물임을 밝힙니다.

## 참고문헌

- (1) Jeong, H. S., Kim, Y. H., Cho, J. R., Kim, J. H., Kim, J. R. and Park, J. H., 2007, "A Study on Structural Design of Cryogenic Miniature Globe Valve using Finite Element Method," *J. of KOSME*, Vol. 37, No. 4, pp. 343~349.
- (2) Park, Y. C., Park, H. S and Kim, S. B, 2008, "Analysis method on Structural Safety Evaluation of Butterfly Valve of Piping for LNG carrier," *J. of KSMPE*, Vol. 7, No. 4, pp. 76~81.
- (3) Reid, J. and Stewart, C. D., 1988, "A Review of Critical Flow Nozzles for the Mass Flow Measurement of Gases," *Proc. Of 2<sup>nd</sup> International Symposium on Fluid Control Measurement Mechanics and Flow Visualization*, Sheffield, England, pp. 454~458.
- (4) Brain, T. J. S. and Reid, J., 1973, "Performance of Small Diameter Cylindrical Critical-flow Nozzles," NEL Report No.546.
- (5) Brake, K. A., Kinghorn, F. c. and Stevenson, R., 1981, "The Design of Flow Straightener/Nozzle Packages for Acceptance Testing Air Compressors and Exhausters," NEL Report No. 673.
- (6) Park, K. A., 1994 "Effects of Inlet Shapes of Critical Sonic Nozzles on Discharge Coefficients," *J. of ASME*, Vol. 18, No. 3, pp. 701~706.
- (7) Yoo, S. Y., Lee, S. Y. And Park, K. A., 1996, "Factors Influencing on the Discharge Coefficients of Sonic Nozzle," *J. of ASME*, Vol. 20, No. 12, pp. 4027~4035.
- (8) ANSYS CFX 11.0 User's Manual, ANSYS, Inc.

(1) Jeong, H. S., Kim, Y. H., Cho, J. R., Kim, J. H., Kim, J. R. and Park, J. H., 2007, "A Study on Structural