

LNG 선박용 안전밸브를 지나는 기체유동에 관한 연구

이준희* · 김희동** · 박경암***

A Study of the Gas Flow through a Safety Valve for LNG Ship Engine

Lee, Jun-Hee*, Kim, Heuy-Dong**, Park, Kyung-Am***

Key Words : Compressible flow(압축성 유동), Safety valve(안전 밸브), Thrust coefficient(추력 계수), Internal flow(내부 유동), Flow choke(유동 초크)

ABSTRACT

The present study is aimed at understanding the flow physics associated with a safety valve applied to LNG ship engines. One-dimensional gasdynamic analyses and axisymmetric, compressible Navier-Stokes computations have been carried out to provide a qualitative and quantitative knowledge base for an effective design of the safety valve. Gasdynamic forces and thrust coefficients are obtained regarding a change in chamber pressure and distance between the nozzle exit and valve sheet, which are major parameters to offer a variation in the flow feature. The present results show that the control of the passage area between the nozzle exit and valve sheet can attenuate the strength of shockwave generated in front of the valve sheet, which causes harm to stable system operation.

1. 서론

LNG선박은 경제적인 운전 및 소음진동 등의 관점으로부터 종래의 디젤엔진을 사용하는 선박에 비해 많은 이점들을 가지고 있어, 최근 해양 수송분야에서 상당히 많은 관심을 받고 있다. 이러한 LNG선박용 엔진에서는 엔진내부의 LNG의 압력이 비정상적으로 변화하거나 순간적으로 변동이 심한 경우에 폭발의 위험성이 따르게 되므로, 엔진내부에서 압력변화에 대한 안전장치를 마련하는 것은 대단히 중요하다.

일반적으로 각종배관 내에서 발생하는 압력변화에 대한 안전장치로 안전밸브(safety valve)가 빈번히 활용되고 있으나, LNG선박용 엔진에서 사용되는 안전밸브는 그 형상이 매우 단순함에도 불구하고, 안전밸브를 통하는 기체유동이 매우 복잡하고 잘 알려져 있지 않

기 때문에 안전밸브의 공학적인 설계가 용이하지 않은 실정에 있다.

Fig.1에는 LNG선박용 엔진에서 사용되는 전형적인 안전밸브를 나타내었다. 그림에 나타낸바와 같이 안전밸브는 노즐몸체와 밸브판으로 구성되며, 노즐입구에

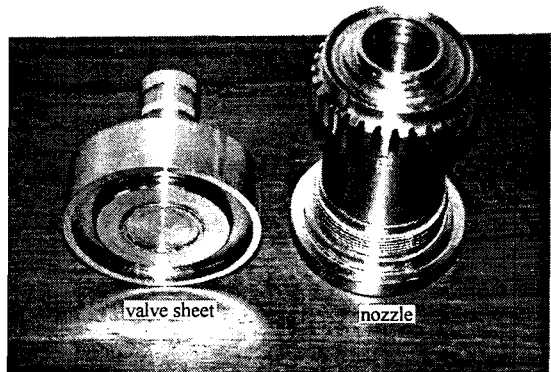


Fig. 1 Picture of safety valve used in LNG ship engine

* 안동대학교 기계공학과 대학원

** 안동대학교 공과대학 기계공학부

*** 한국 표준과학연구원 유체유동그룹

E-mail : kimhd@andong.ac.kr

필요이상의 압력이 작용하는 경우 노즐 출구를 폐쇄하고 있는 밸브판이 노즐출구로부터 떨어져 노즐내부의 LNG의 압력을 일정하게 유지하게 된다. 이 경우, 밸브판 배후에 있는 압축스프링에 의한 역학적인 힘과 노즐출구로부터 방출되는 기체역학적인 힘의 크기에 의하여 노즐출구와 밸브판사이의 거리가 결정되게 되며, 또 밸브판의 크기 및 상세 형상 등은 노즐로부터 방출되는 기체유동이 밸브판에 가하게 되는 힘에 영향을 미치게 된다⁽¹⁾.

일반적으로 노즐의 형상과 작용하는 압력비 등이 주어지는 경우, 노즐을 통하는 기체유동의 특성은 잘 알 수 있다. 예를 들면 압력비가 어느 값 이상으로 되면 노즐목에서 유동이 초크하게 되며, 노즐 출구면에서 발생하는 유동은 노즐출구면의 압력과 배압의 크기에 따라 과팽창, 적정팽창 그리고 부족팽창 등의 형태로 나타날 수 있다⁽²⁾.

그러나 LNG선박용 엔진에서 사용되는 안전밸브와 같이 초기에 노즐출구면을 폐쇄하고 있는 밸브판이 있는 경우, 노즐내부의 기체압력이 어느값 이상으로 되면 밸브판이 노즐출구로부터 떨어지게 되어, 이에 따라 노즐출구면과 밸브판 사이에서 형성되는 유로면적(혹은 노즐출구와 밸브판 사이의 거리)이 결정되게 된다. 이 경우 노즐 출구면과 밸브판사이를 통하는 유동에는 강한 와류, 박리, 시간변동 등 매우 복잡한 유동 현상이 발생하게 되며 노즐출구면과 밸브판 사이의 거리가 어느 정도 클 경우 충격파가 발생할 것으로 예상된다. 이러한 복잡한 유동현상은 유동의 소음진동을 유발하게 되며, 밸브판의 바람직하지 못한 진동현상을 초래하여 경우에 따라서는 엔진전체의 심각한 문제를 일으키게 된다. 따라서 노즐출구면과 밸브판 사이에서 발생하는 압축성 유동현상에 관한 상세한 이해는 안전밸브의 설계에 매우 중요할 뿐만 아니라 안전밸브에서 발생하게 되는 소음진동 현상을 방지하기 위하여 선행되어야 할 필수적인 연구과제이다.

본 연구에서는 LNG선박용 엔진에서 사용되는 안전밸브를 설계하기 위한 기초연구의 일환으로 이론해석과 수치해석을 수행하였다. 이론해석에서는 노즐입구에 작용하는 기체의 압력과 노즐출구와 밸브판 사이의 거리를 변화시켜 기체유동이 밸브판에 가하게 되는 기체역학적인 힘을 구하였으며, 수치계산에서는 축대칭 압축성 Navier-Stokes 방정식에 유한 체적법을 적용하여, 노즐출구와 밸브판 사이에서 발생하는 압축성 유동의 특성을 상세하게 조사하여 이론해석결과와 비교하였다.

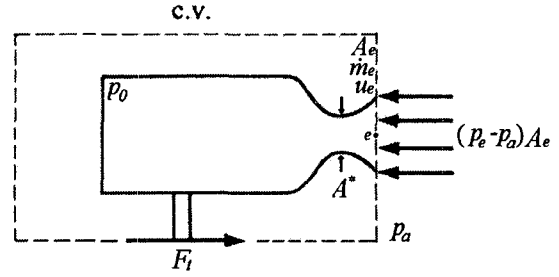


Fig. 2 Control volume of nozzle

2. 이론해석

안전밸브의 노즐 출구에서 작용하는 추력은 노즐출구의 면적 A_e , 질량유량 m_e , 속도 u_e , 정압 p_e , 및 배압 p_a 을 알면, Fig. 2로부터 다음과 같이 얻어진다⁽³⁾.

$$F_i = m_e u_e + (p_e - p_a) A_e \quad (1)$$

한편, 노즐목의 면적이 A^* 이고, 기체상수 R , 비열비 γ , 노즐상류 정체실의 압력 및 온도가 각각 p_0 , T_0 일 때, 노즐을 통하는 기체유동을 일차원 등엔트로피 유동이라 가정하면, 이상기체 상태방정식을 사용하여 다음의 식들이 얻어진다.

$$m_e = \frac{p_0 A^*}{\sqrt{RT_0}} \sqrt{\gamma \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} = \frac{p_0 A^* \sigma^*}{\sqrt{RT_0}} \quad (2)$$

$$u_e = \sqrt{\frac{2\gamma RT_0}{\gamma-1} \left\{ 1 - \left(\frac{p_e}{p_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right\}} \quad (3)$$

$$\frac{A_e}{A^*} = \sigma^* / \left[\left(\frac{p_e}{p_0} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left\{ 1 - \left(\frac{p_e}{p_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right\}} \right] \quad (4)$$

위의 식 (2)~(4)를 식 (1)에 대입하면, 새로운 추력식 (5)를 얻는다.

$$F_t = p_0 A^* \sigma^* \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left\{ 1 - \left(\frac{p_e}{p_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right\}} + p_0 A^* \sigma^* \left(\frac{p_e}{p_0} - \frac{p_a}{p_0} \right) / \left[\left(\frac{p_e}{p_0} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left\{ 1 - \left(\frac{p_e}{p_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right\}} \right] \quad (5)$$

추력식 (5)를 사용하여, 추력계수는 다음과 같이 정의한다.

$$C_F \equiv \frac{F_t}{p_0 A^*} = \sigma^* \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left\{ 1 - \left(\frac{p_e}{p_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right\}} + \sigma^* \left(\frac{p_e}{p_0} - \frac{p_a}{p_0} \right) / \left[\left(\frac{p_e}{p_0} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left\{ 1 - \left(\frac{p_e}{p_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right\}} \right] \quad (6)$$

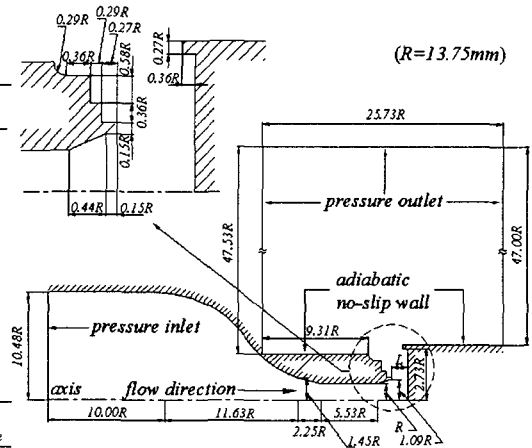


Fig. 3 Computational domain of safety valve flow

3. 수치해석

Fig. 3은 안전밸브의 계산영역을 나타낸다. 노즐목의 반경은 $R=13.75mm$ 이며, 길이 $10.00R$, 높이 $10.48R$ 인 정체실로부터 노즐내부로 유입된 작동기체(공기, $\gamma=1.4$)는 반경 $1.09R$ 의 노즐출구를 지나며, 유동방향으로 L 의 길이만큼 이격되어 있는 밸브판에 충돌한 후 대기에 방출된다. 이 때 밸브판은 높이 $0.36R$, 길이 $0.27R$ 의 턱을 가지며, 안전밸브 노즐의 외부에는 다수의 단이 설치되어 있다.

수치계산에는 2차원, 축대칭, 압축성 Navier-Stokes 방정식에 유한체적법을 적용하였다. 수치계산에 사용된 적분방정식의 형태는 문헌(4)의 경우와 동일하다. 지배방정식에서 대류항은 upwind scheme, 시간항의 적분은 4 단계 Runge-Kutta법을 적용하였고, safety valve 벽 근처의 유동을 적절히 모사하기 위하여, standard 난류모델과 standard wall function을 적용하였다.

본 수치계산에 적용된 경계조건으로는 노즐상류의 정체실 입구에서 pressure inlet 조건, safety valve 외부의 계산경계에는 pressure outlet 조건을 적용하였으며, 임계노즐의 내부를 구성하는 모든 벽면에는 단일 no-slip 조건이 적용되었다. 수치계산에서는 노즐출구면과 밸브판 사이에 형성되는 유로면적을 변화시키기 위하여 밸브판을 $L/R=0.5\sim 4.0$ 의 범위에서 이송하며, 작동압력비를 $p_0/p_a=1.5\sim 10.0$ 의 범위에서 변화시켰고, 노즐 상류의 정체온도를 $T_0=298K$, 노즐의 배압(back pressure)을 $p_b=101kPa$ 로 유지하여 계산을 수행하였다. 수치계산에서는 본 수치계산에서 유동은 노즐의 중심축에 대하여 대칭형태이므로, 유로의 상반부에 대해서만 계산을 수행하였으며, 70,000여개의 정렬격자점.

Table 1 Calculation conditions of safety valve

p_0/p_a L/R	1.5	2.5	3.5	4.5	5.5	6.5	7.5	8.5	9.5	10.0
0.5	O				O					O
1.0	O	O	O	O	O	O	O	O	O	O
2.0	O				O					O
3.0	O									O
4.0	O				O					O

에 대하여 약 20,000회의 반복 계산이 수행되었다. Table 1에는 본 수치계산의 계산조건을 나타내었다

4. 결과 및 토론

Fig. 4는 $L/R=1.0$, $p_0/p_a=5.5$ 인 경우의 속도벡터를 나타낸 그림이다. 노즐출구에서 초음속으로 방출되는 유동은 밸브판에 충돌하여 밸브판에 평행하여 흐르다가 밸브판의 턱에 의하여 유동의 진행 방향은 급격하게 변한다. 밸브판 상류에는 밸브판에서 유동의 충돌에 의한 압력의 상승으로 인해 발생하는 plate shock' 관

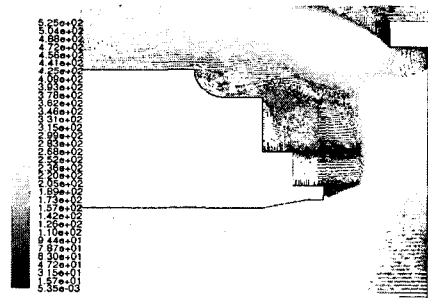
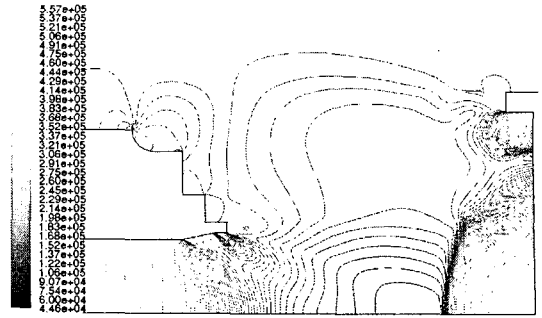


Fig. 4 Velocity vector contours($L/R=1.0$, $p_0/p_a=5.5$)

찰되며, 밸브판에 충돌한 유동은 밸브판의 중심부를 벗어나면서 초음속 유동으로 가속된다. 또, 노즐 외부와 제트가 밸브판에 충돌하여 발생하는 유동 사이에는 강한 와류가 발생하여 제트의 팽창을 억제하는 것을 알 수 있다.

Fig. 5는 안전밸브의 작동압력비가 $p_0/p_a=5.5$ 에 고정되고, 노즐출구면과 밸브판 사이의 거리가 $L/R=0.5\sim$

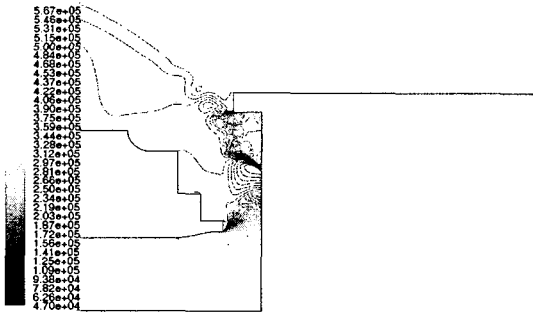


(d) $L/R=4.0$

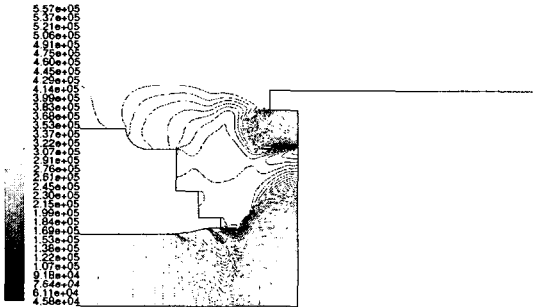
Fig. 5 Static pressure contours($p_0/p_a=5.5$)

4.0의 범위에서 변하는 경우, 유동의 등압력 선도를 나타낸다. 일반적으로 작동압력비가 $p_0/p_a=5.5$ 인 경우에 초음속 노즐내부의 유동은 목에서 초크하여 노즐출구에서 부족팽창을 하게 된다. 그러나 Fig. 5(a)의 경우에 밸브판의 위치가 노즐출구에 근접하여 제트의 팽창을 억제하고 있으며, 유동은 노즐출구와 밸브판 사이의 중앙부를 아음속 상태에서 초음속 상태로 가속하여 밸브판에 평행하여 흐르다가 밸브판의 중앙부를 벗어나서 경사 충격파를 형성한다. Fig. 5(b)의 경우에 밸브판의 위치가 유동의 하류방향으로 이동하면서 노즐의 확대부 시작지점과 노즐 출구에서는 팽창과 발생하고 노즐확대부와 노즐출구 사이의 지점에서 경사충격파도 관찰되며, 밸브판의 상류에는 약한 충격파가 발생한다. 또 유동은 밸브판에 평행하여 흐르다가 밸브판 중심부를 벗어나 초음속 유동으로 가속된 후, 밸브판의 턱에 의한 간섭으로 수직 충격파를 형성하여 충격파의 강도가 증가한 것을 알 수 있다. 충격파를 통과한 유동은 턱에서의 유동의 팽창으로 초음속 유동으로 변화한 후 대기에 방출된다. Fig. 5(c)에는 노즐확대부와 노즐출구에서 유동이 팽창하여 팽창과가 선명하게 관찰된다. 또, 밸브판 상류에 발생하는 충격파는 강한 plate shock을 형성하며, 밸브판의 턱에 의해 발생하는 수직충격파는 $L/R=1.0$ 의 경우에 비하여 다소 약해진 것이 관찰된다. 이것은 plate shock에 의하여 유동의 전압손실이 커지기 때문이다. 이 후 밸브판의 위치가 노즐 하류방향으로 더욱 이동하면, Fig. 5(d)의 유동은 노즐출구 하류에서 전형적인 부족팽창 상태의 초음속 유동을 나타내며, 밸브판 상류에는 궁형 충격파(bow shock)가 발생한다.

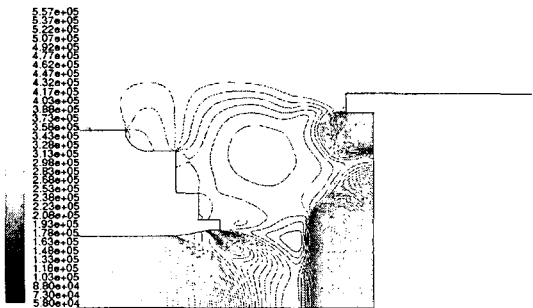
밸브판의 위치가 제트 유동장에 미치는 영향을 자세하게 조사하기 위하여 Fig. 6에는 작동압력비가



(a) $L/R=0.5$



(b) $L/R=1.0$



(c) $L/R=2.0$

$p_0/p_a=5.5$ 에 고정되고, 노즐출구면과 밸브판 사이의 거리가 $L/R=0.5\sim 4.0$ 의 범위에서 변화하는 경우, 밸브판에 작용하는 압력분포를 나타내었다. 그림의 횡축은 밸브판 중앙으로부터 반경방향으로의 거리 r 을 노즐목의 반경으로 무차원화 하였고, 종축에는 밸브판에 작용하는 정압을 노즐상류의 정체압 p_0 로 무차원하여 나타내었다. $L/R=0.5$ 인 경우, 최대 압력은 밸브판 중앙에 발생하며, 노즐상류 정체실의 압력과 거의 같다. 또, 반경방향의 거리 r 이 증가함에 따라 압력은 감소하다가 $r/R\approx 2.0$ 의 지점에서 충격파의 발생으로 압력이 상승한 후 밸브판의 턱이 있는 지점 $r/R=2.73$ 에서 급격한 팽창으로 압력이 낮아진다. 밸브판의 위치가 노즐의

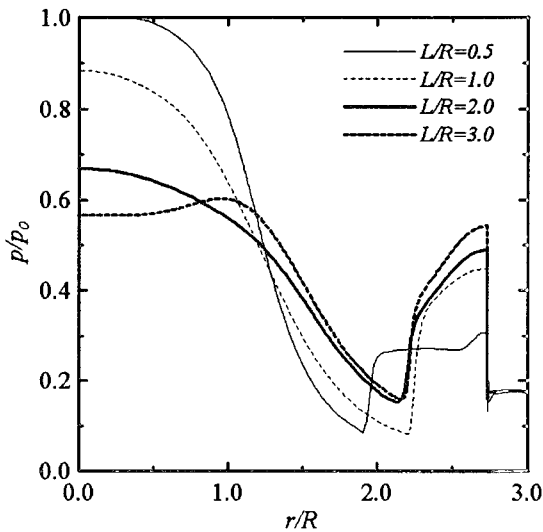


Fig. 6 Static pressure distributions on valve sheet($p_0/p_a=5.5$)

하류방향으로 이동할수록 밸브판 상류에 강한 plate shock이 발생하므로 밸브판 중심에서의 압력은 낮아지며, 밸브판 턱에서의 유동의 팽창이 급격해진다. 또, $L/R=4.0$ 의 경우에는 최대압력이 밸브판의 중심과 턱의 중앙부분에 위치하는 것으로 나타나므로 이 경우 plate shock의 강도가 약해진 궁형 충격파가 발생한 것을 알 수 있다.

Fig. 7은 노즐출구면과 밸브판 사이의 거리가 $L/R=1.0$ 에 고정되고, 작동압력비가 $p_0/p_a=1.5, 3.5, 5.5, 7.5$, 및 9.5 로 변화하는 경우, 밸브판에 작용하는 압력분포를 나타낸다. $p_0/p_a=1.5$ 인 경우, 밸브판 중앙에 발생하는 최대 압력은 노즐상류 정체실의 압력과 동일하다. 반경방향의 거리 r 이 증가함에 따라 압력은 점차 감소하다가 $r/R\approx 1.9$ 의 지점에서 가장 낮은 압력을 보

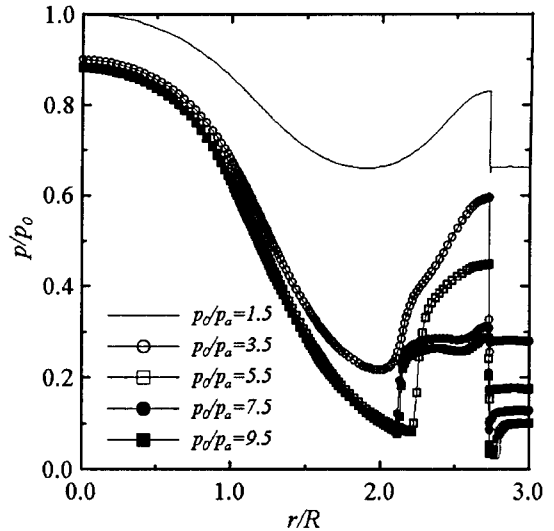


Fig. 7 Static pressure distributions on valve sheet($L/R=1.0$)이며, 다시 증가한다. 증가한 압력은 밸브판의 턱이 있는 지점 $r/R=2.73$ 에서 급격하게 감소한다, 작동압력비가 증가하면 밸브판 중앙부와 밸브판 턱 사이에는 충격파 형태의 강한 압력상승이 발생하며, $p_0/p_a=5.5$ 인 경우에 가장 크다.

Fig. 8에는 본 수치계산의 타당성을 조사하기 위하여 노즐출구면의 추력계수 C_F 의 이론해석 결과와 수치해석 결과를 비교하였으며, 계산은 작동압력비 $p_0/p_a=1.5\sim 10.0$ 의 범위에서 수행하였다. 추력계수 C_F 는 노즐출구면에서 발생하는 추력 F_t 를 노즐상류의 정체실 압력과 목면적의 곱으로 무차원화하여 $C_F\equiv F_t/p_0A^*$ 로 정의하였다. 실선으로 나타낸 이론해석의 결과 식 (1)에서 알 수 있듯이, 노즐의 작동압력비가 증가할수록 노즐출구면의 압력, 속도, 질량유량이 증가하여 추력이 증가하므로 추력계수 C_F 는 증가한다. 또 배압 p_a 가 일정하고 노즐상류의 전압 p_0 가 증가하므로 작동압력비가 증가할수록 추력계수의 증가폭은 감소한다. 이론해석의 결과는 노즐출구에서 유동이 적정팽창한 경우를 계산한 것으로 그림에서 실선의 오른쪽은 노즐출구면에서 유동의 부족팽창 상태를, 실선 및 왼쪽은 적정팽창 상태를 나타낸다. 그림에서 ■로 표기한 수치해석의 결과는 $p_0/p_a=1.5$ 에서 적정팽창의 경우, 이론해석의 결과와 일치하며, 작동압력비가 증가할수록 노즐출구에서 부족팽창의 정도가 커진다.

Fig. 9에는 $p_0/p_a=1.5, 5.5, 10.0$ 의 일정한 작동압력비가 주어지는 경우, 밸브판의 위치변화에 대한 밸브판에 가해지는 추력의 변화를 나타내었다. 그림의 횡축

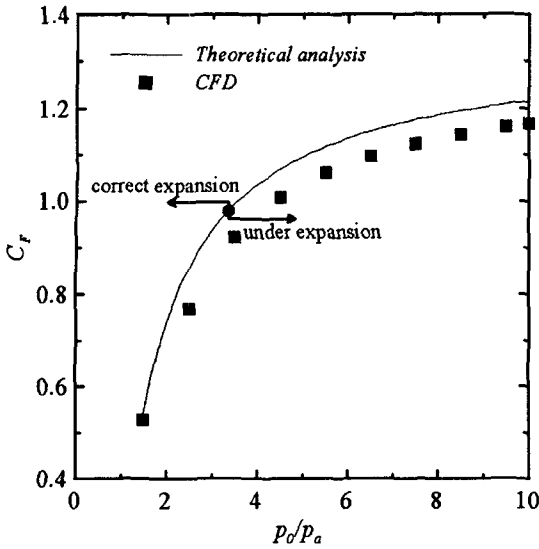


Fig. 8 Thrust coefficient vs operating pressure ratio

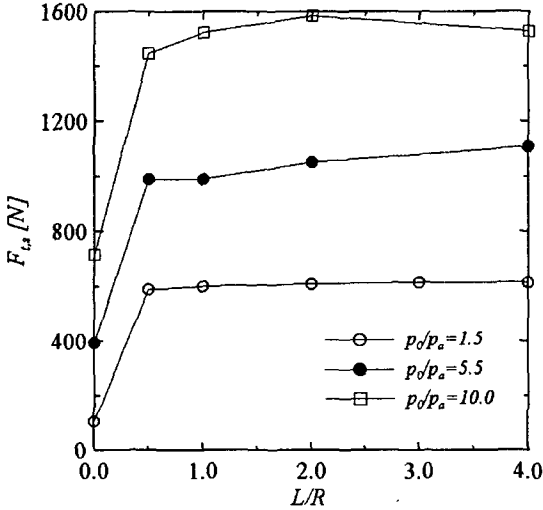


Fig. 9 F_{ts} vs L/R

은 노즐출구면과 밸브판이 이루는 거리 L 을 노즐의 반경 R 로 무차원화 하였다. $L/R=0.0$ 인 경우, 노즐출구는 밸브판에 의해 닫히기 때문에 밸브판에는 $F_{ts}=p_o \times A_e$ 의 추력이 작용한다. L/R 이 증가하면 F_{ts} 는 급격하게 증가하다가 L/R 이 어느 일정값에 이르면 가장 높은 C_{F_s} 의 값을 가지며, L/R 이 증가함에 따라 다시 감소한다. 특히 $L/R=0.5 \sim 4.0$ 의 구간보다 $L/R=0.0 \sim 0.5$ 의 구간에서 F_{ts} 가 급격하게 증가하므로 F_{ts} 가 $F_{ts}=0.0$ 부근에서 일정하다가 갑자기 증가하는 변곡점이 존재하리라고 판단된다.

Fig. 10에는 $L/R=0.5, 1.0, 2.0, 4.0$ 로 밸브판의 위치가

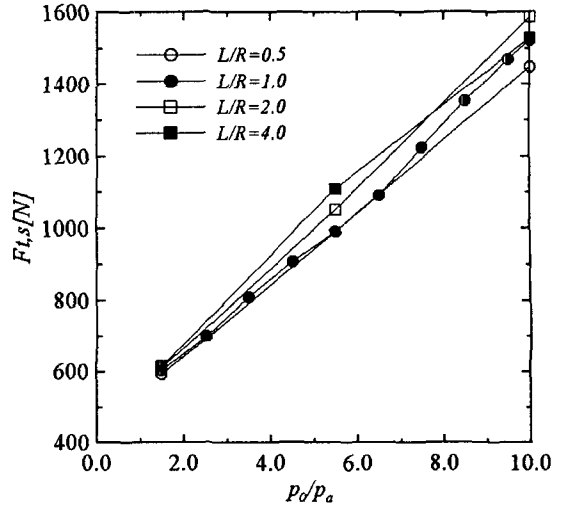


Fig. 10 F_{ts} vs p_o/p_a

정해지거나, 작동압력비 변화에 대한 F_{ts} 는 변화를 나타내었다. 그림으로부터 작동압력비가 증가하면 F_{ts} 는 선형적으로 증가하며, 동일한 작동압력비에 대하여 F_{ts} 는 L/R 이 높을수록 크게 나타난다.

5. 결론

본 연구는 LNG용 안전밸브의 설계시 고려해야 하는 기계역학적 힘에 의해 발생하는 소음진동 현상을 제어하기 위하여 안전밸브의 노즐출구면과 밸브판 사이에서 발생하는 압축성 유동현상 관한 상세한 조사를 하였다. 본 연구의 주요 결론은 다음과 같이 요약된다.

- (1) 안전밸브의 노즐외부와 제트가 밸브판에 충돌하여 발생하는 유동 사이에는 강한 와류가 발생하여 제트의 팽창을 억제한다.
- (2) 유동이 초크하는 조건의 압력비에서 밸브판의 위치가 노즐출구에 근접하여 있는 경우, 노즐출구에서 제트의 팽창은 억제되어, 밸브판 상류에 충격파가 발생하지 않는다.
- (3) 노즐출구면과 밸브판의 거리가 노즐출구의 유동이 부족팽창할 수 있는 조건이 되면, 밸브판 상류 중심부에는 공형 충격파가 발생한다.
- (4) 밸브판에 작용하는 추력은 L/R 이 0으로부터 증가하면 급격하게 상승하다가 L/R 이 어느 일정값에 이르면 가장 높은 추력계수의 값을 가지며, 다시 L/R 이 증가함에 따라 감소한다.
- (5) 작동압력비가 증가하는 경우, 밸브판의 추력은 선형적으로 증가하며, 동일한 작동압력비에 대하여 L/R 이 높을수록 크게 나타난다.

후기

본 연구는 한국표준과학연구원 2005년도 연합협동 연구사업의 연구지원을 받았습니다. 이에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Harrison, S. F. Jr., Papa, D. M., D'Urso, U., Cox, J. A., Hart, W. F., Keyser, D. R., Neumann, C. A., Scallan, D. J., Thibault, D. G., Wang, Z. and York, B. S., 2001, "Pressure Relief Devices," ASME PTC 25-2001.
- (2) Jhon, J. E. A., 1984, "Gas Dynamics," Boston : Allyn and Bacon, pp. 94-96.
- (3) 松尾一泰, 1994, "壓縮性流体力學," 理工學社, pp. 87~88.
- (4) Kim, H. D, Kim, J. H. and Park, K. A., 2003, "Study for the Gas Flow through a Critical Nozzle," Proceedings of 4th ASME-JSME Fluids Engineering Conference, FEDSM2003-45593.