

< 논문 >

**정압기의 임계유동 특성과 배관망해석 모델링에 관한 연구 (I)**  
 - 압력비 영향 -

신창훈<sup>†</sup> · 하종만\* · 이철구\* · 허재영\* · 임지현\*\* · 주원구\*\*  
 (2005년 3월 22일 접수, 2005년 11월 21일 심사완료)

**A Study About Critical Flow Characteristics and the Pipeline Network Modeling of a Pressure Regulator (I)**  
 - The Influence of a Pressure Ratio -

Chang Hoon Shin, Jong Man Ha, Cheol Gu Lee, Jae Young Her,  
 Ji Hyun Im and Won Gu Joo

**Key Words:** Pressure Regulator(정압기), Critical Flow(임계유동), Pipeline Network(배관망), Pressure Ratio(압력비), Numerical Analysis(수치해석), CFD(전산유체역학)

**Abstract**

Since the interior shape of a pressure regulator is complex and the change of fluid resistance at each operation condition is rapid and big, the pressure regulator can become the major factor that causes big loss in pipelines. So the suitable pressure regulator modeling by each operation condition is important to obtain reliable results especially in small scale pipeline network analysis. And in order to prevent the condensation and freezing problems, it is needed to confirm both whether temperature recovery is achieved after passing by the pressure regulator's narrow neck and how much amount of low temperature area that can cause condensate accumulation is distributed by various PCV models at every inlet-outlet pressure ratio. In this research, the numerical model resembling P company pressure regulator that is used widely for high pressure range in commercial, is adopted as the base model of CFD analysis to investigate pressure regulator's flow characteristics at each pressure ratio. Additionally it is also introduced to examine pressure regulator's critical flow characteristics and possibility of condensation or freezing at each pressure ratio. Furthermore, the comparison between the results of CFD analysis and the results of analytic solution obtained by compressible fluid-dynamics theory is attempted to validate the results of CFD modeling in this study and to estimate the accuracy of theoretical approach at each pressure ratio too.

1. 서 론

기체수송을 담당하는 배관망의 열, 유체역학적 특성과 거동을 지배하는 주요 인자는 배관의 마

찰저항과 총길이이다.<sup>(1)</sup> 그러나 비교적 짧은 구간  
 의 배관망 해석이나 밸브, 정압기 등의 유체기계  
 요소가 다수 설치되어 있는 국부적인 유체 시스  
 템과 같은 소규모 배관망 해석의 관점에서는 배  
 관길이에 따른 마찰손실의 영향보다는 유체기계  
 에 의한 손실이나 벤딩, 이음새, 고도차 등에서  
 발생하는 부차적 손실이 더욱 중요하다.<sup>(2)</sup> 또한  
 이들 유체기계는 배관망의 수송요구에 따라 작동  
 상황이 매우 크게 변화되며, 이에 따른 유동 손  
 실과 특성 변화에 대한 고려가 해석의 정확성에  
 미치는 영향은 적지 않다.<sup>(3)</sup>

---

† 책임저자, 회원, 한국가스공사 연구개발원  
 E-mail : chshin@kogas.re.kr  
 TEL : (031)400-7554 FAX : (031)416-7231  
 \* 한국가스공사 연구개발원  
 \*\* 회원, 연세대학교 기계공학부

특히 정압기는 내부 형상이 복잡하고, 작동조건에 따른 유동 변화가 커서 배관계통에서 큰 손실을 유발하고 전체 배관계통의 유동특성에 영향을 주는 주요 원인이 되는 경우가 많다. 따라서 일반적인 배관망 운영에서 필수적으로 사용되는 정압시스템 해석과 같은 소규모 배관망 해석에서 각 작동조건의 변화에 무관하게 신뢰성 있는 결과를 산출할 수 있는 적절한 정압기 모델링은 매우 중요하다.<sup>(4)</sup>

또한 천연가스와 같은 특수한 기체의 수송을 담당하는 경우, 설비와 안전에 증대한 영향을 미칠 수 있는 배관 내 상변화에 의한 응축 문제나 물과의 결합에서 발생될 수 있는 응결(메탄 하이드레이트) 문제의 방지를 위해서 넓은 압력범위(약 1~70 bar)에서 탄화수소이슬점과 물(H<sub>2</sub>O)이슬점 기준을 만족하여야 한다. 그러나 많은 경우, 각 수요처의 요구압력을 맞추기 위해 정압기를 통과하는 감압과정 중, 정압기 목에서 발생하는 임계유동에 따라 이러한 온도기준은 국부적으로 만족되지 않을 것으로 추측된다. 따라서 정압기의 목을 통과한 이후의 유동이 정상적으로 압력과 온도 회복이 달성되고 있는지에 대한 검토가 요구되며, 정압기의 형상에 따른 내부 응축물의 축적 여부나 각 압력비 조건에 따른 저온영역의 분포를 면밀히 조사하는 것이 절실히 요구된다.

이에 본 연구에서는 중, 고압용 정압기로 많이 사용되는 P사 정압기를 기본 모델로 유사한 형상의 정압기 모델을 구성,<sup>(5)</sup> 전산유체역학적(CFD) 해석방법을 통하여 입출구 압력비 조건에 따른 정압기 내부의 압력, 온도, 속도(마하수) 등의 유동상태량 분포를 조사하고자 한다. 이를 통하여 정압기의 유동특성을 규명하고 배관내부 응축과 응결의 발생 가능성을 검토하며 유동의 질식에 따른 국부적인 온도강하 영역의 크기와 분포 범위, 응축물의 축적 가능성 등에 대하여 상세한 조사를 수행하고자 한다.

아울러 정압시스템과 같은 소규모 배관망 해석에서 적용될 수 있는 정압기 모델링을 위한 해석 방안을 마련하고자 전산유체역학 해석을 통해 정압기의 임계유동특성을 규명하고, 이때 각 입출구 압력비에 따라 산출된 입출구 유동상태량을 기본 자료로 압축성 유체역학 이론의 적용을 통한 해석방법에 대한 검토와 해석의 적용을 통한 비교와 검증은 시도하고자 한다.

## 2. 연구 내용

### 2.1 해석 구분

중, 고압용 정압기로 많이 사용되는 P사 정압기를 기본 모델로 유사한 형상의 정압기 모델을 구성, 전산유체역학적 해석방법을 통하여 입출구 압력비 조건에 따른 정압기 내부의 압력, 온도, 속도(마하수) 등의 유동상태량을 산출하고자 한다.

이 때, 입출구 압력비 해석모델의 기준은 출구 정압을 1 bar, 온도를 288.15 K로 고정하고, 입구 총압이 2 bar 인 조건으로 하고, 아임계압력비 조건으로는 입구총압을 1.25 bar, 1.5 bar, 1.75 bar 의 세 경우를, 임계압력비 조건으로는 2.5 bar, 3 bar, 4 bar, 6 bar, 8 bar의 다섯 경우, 총 9가지 경우에 대하여 P사 8" 정압기 유사모델을 기준으로 정상상태 해석을 수행하고자 한다.

다음으로 각 압력비 조건에서의 압축성 유체역학 이론의 적용을 통한 해석방법에 대한 타당성 검토와 신뢰성 검증을 위하여 정압기 내부유동을 비가역 단열과정을 겪는 1차원 압축성 유동으로 가정하여 해석을 수행, 그 결과를 전산유체역학 해석을 통해 산출된 입출구 유동상태량과 비교, 검토할 것이다.

### 2.2 전산유체역학 해석

해석모델은 P사 정압기의 제작사 카탈로그에서 제시된 정압기 형상제원과 제작사에서 홍보용으로 제작한 실제모델의 실측을 통하여 기본 형상을 구성하였다. 3차원 형상화 작업에는 AutoCAD r14를 사용하였으며, 해석대상이 열, 유체역학적으로 특수한 해석을 요구하는 경우가 아니고 오히려 형상이 복잡하여 모델구성이 까다롭다는 점에서 전산유체역학(CFD) 코드를 사용하기 보다는 상용 S/W를 적용하는 것이 적절할 것으로 판단되어, 전산유체해석의 수행에는 Fluent 6.1을 사용하였고 이를 위한 격자구성에는 Gambit 2.1을 사용하였다.<sup>(6)</sup>

#### 2.2.1 해석 조건

해석은 2차 정확도의 Implicit Coupled Solver를 사용하여 각 경우에 대한 정상상태 해석을 수행하였고, 난류모델은 표준 k-ε 모델을 적용하였다. 전체 구성된 격자계의 노드 수는 약 40만개 정도

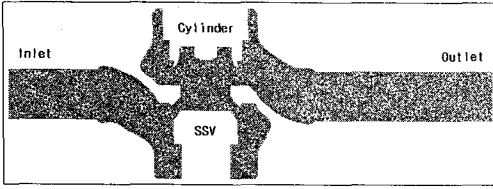


Fig. 1(a) Sectional view of grid system of the pressure regulator model

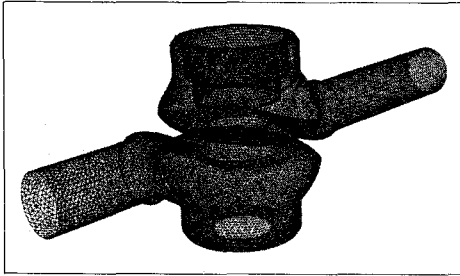


Fig. 1(b) 3D view of grid system of the pressure regulator model

이다. 대상유체는 일반적인 조성의 천연가스 (Natural Gas)로 하였고, 경계조건은 입구 총압 (Stagnation Pressure) 일정조건, 출구는 정압(Static Pressure) 일정조건으로 적용하였다. 즉, 정압기 입구에는 일종의 대형 저장조가 연결되어 있어 균일한 압력을 지속적으로 제공하는 것으로 가정하였고, 출구는 대기압으로 가정하여 대기로 방출되는 상황을 가정하였다. 물론 실제 정압시스템에서의 조건은 이와 같이 많으나, 입출구 압력 비 변화에 따른 정압기의 유동특성을 규명하고, 주어진 경계조건에서 내부유동의 세부적인 특성을 파악하기에는 이러한 해석모델이 적절할 것으로 판단되었다. 아래 Fig. 1은 본 해석에서 구성한 3차원 정압기 해석모델의 격자 단면도와 투상도이다.

2.2.2 해석 검증

해석의 신뢰성 및 경계조건 타당성을 검증하기 위해 본 해석의 수행 결과를 P사에서 제시한 유량관계식 결과와 비교를 수행하여 그 결과를 Fig. 2에 제시하였다. 출구에서 유량계수(KG)는 100% 개도 근처에서는 좋은 일치를 보이고 있으나 낮은 개도에서는 제작사 관계식보다 약 2,000 ~ 3,000 정도 높게 해석되었다. 이것은 원래 P사 정압기 내부에 존재하는 스프링 등의 일부 구조

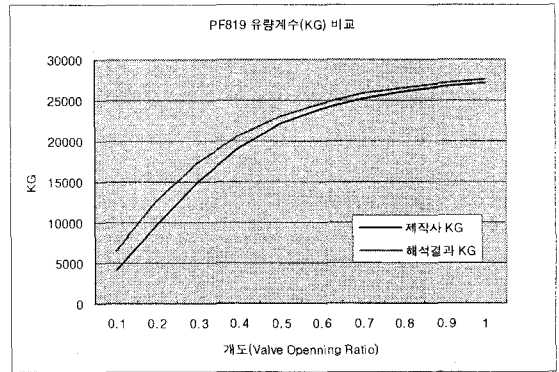


Fig. 2 Flow coefficient(KG) by valve opening ratio

물을 단순화하여 모델링한데서 기인된 것으로 추측되며, 오차가 크지 않고 정성적인 경향이 잘 일치되고 있음에 미루어 정압기의 해석을 위한 해석 모델로 적합하게 구성되었다고 판단된다. 이 때 유량계수 관계식은 식 (1)과 같다.

B-1 in sub-critical conditions: (Pe < 2xPa)

$$K_G = \frac{Q}{\sqrt{P_{ax}(P_e - P_a)}}$$

B-2 in critical conditions: (Pe ≥ 2xPa)

$$K_G = \frac{2xQ}{P_e} \tag{1}$$

이 때, KG : 유량계수, Pe : 입구압력[bar], Pa : 출구압력[bar], Q : 체적유량[Stm<sup>3</sup>/h]이다.

2.3 압축성이론 해석

정압시스템 해석에서 정압기 입출구 유동상태량 산출을 위한 압축성 유체역학 이론 적용을 검토하기 위하여 마찰손실을 동반하는 비가역 1차원 압축성 유동의 지배방정식을 다음 식 (2) ~ (6)과 같이 도입하였다.<sup>(1,7)</sup>

$$\text{Continuity eqn : } \frac{d\rho}{\rho} + \frac{dV}{V} = 0 \tag{2}$$

$$\text{Momentum eqn : } dp + \frac{4\tau_w dx}{D} + \rho V dV = 0 \tag{3}$$

$$\text{Energy eqn : } C_p dT + V dV = 0 \tag{4}$$

$$\text{Ideal Gas Law : } \frac{dp}{p} = \frac{d\rho}{\rho} + \frac{dT}{T} \tag{5}$$

$$\text{Darcy-Friction eqn : } \tau_w = \frac{1}{8} f \gamma p Ma^2 \quad (6)$$

이 때,  $\rho$  : 밀도,  $V$  : 속도,  $p$  : 압력,  $D$  : 직경,  $T$  : 온도,  $C_p$  : 정압비열,  $\tau$  : 전단응력,  $\gamma$  : 비열비,  $f$  : 마찰계수,  $Ma$  : 마하수이다.

여기서, 정압시스템과 같이 길이가 비교적 짧은 소규모 배관에서는 단열과정의 가정이 가능한 것으로 알려져 있으므로 본 연구에서도 단열과정을 도입하고, 이를 시행착오법(Trial & Error Method)으로 해석하여 정압기 입출구 유동상태량의 산출을 시도하고자 하였다.<sup>(8)</sup>

### 3. 결과 및 고찰

#### 3.1 전산유체역학 해석 결과

본 절에서는 전산유체역학 해석을 통하여 산출된 결과를 제시하고 각 입출구 압력비에 따른 정압기 내부유동 특성을 조사, 검토하고자 한다. Fig. 3은 해석된 정압기의 측면, 후방, 상면에서의 유선을 압력[Pa]에 따른 색으로 도시한 것이다.

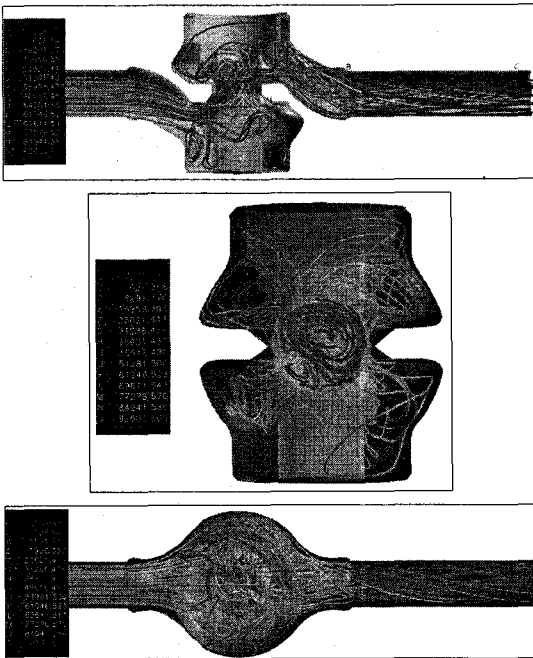


Fig. 3 Each side view of Streamlines

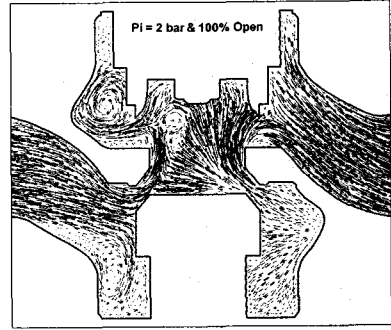
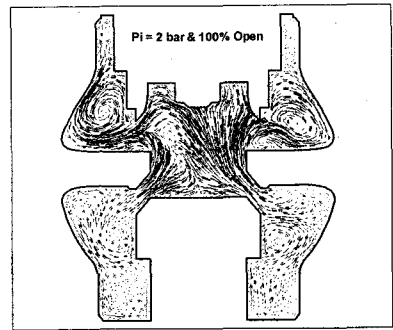
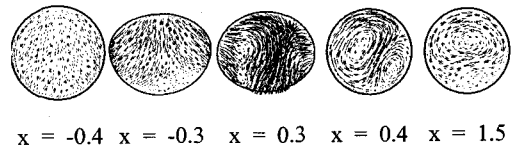


Fig. 4 Side view of velocity at symmetric plane



x = 0

Fig. 5 Front view of velocity at sectional planes

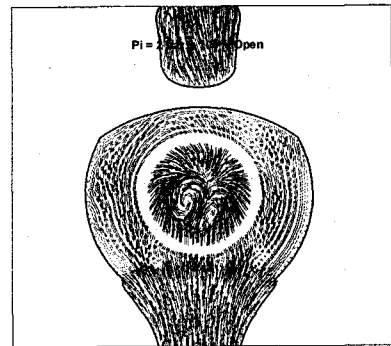


Fig.6 Upper view of velocity at horizontal plane

Fig. 4는 정압기 축 방향 대칭단면에서의 속도 분포를 도시한 것이다. 형상의 복잡성에 기인된 상하방향의 다수의 와류구조와 급격한 유속변화가 관찰된다. Fig. 5는 유동의 진행방향에서 각 단면에서의 속도분포를 도시한 것이고, x의 값은 정압기의 중양을 기준으로 전방은 음(-), 후방은 양(+)<sup>의</sup> 값으로 표현되었다. 정압기 내부에서의 유동양상은 물론 전,후방 배관을 지나는 유동도 상당한 와류성분과 변화를 나타내고 있음을 확인할 수 있다. Fig. 6은 상면에서 정압기를 수평방향으로 절단한 단면에서의 속도분포이다. 전방에서 유입되는 유동은 물론 정압기 하단 유입구에서 상단 유출구로 진행되는 유동에서 이미 상당한 와류성분이 존재하고 있음도 볼 수 있다.

3.1.1 압력 분포

직경 8" 정압기 모델을 대상으로 입구압력이 1.25 bar에서 8 bar까지 앞의 해석구분에 따른 총 9가지 경우에 대한 해석을 수행하여 대표적인 4 가지 압력비에 대한 대칭단면 압력분포를 Fig. 7에 도시하였다.

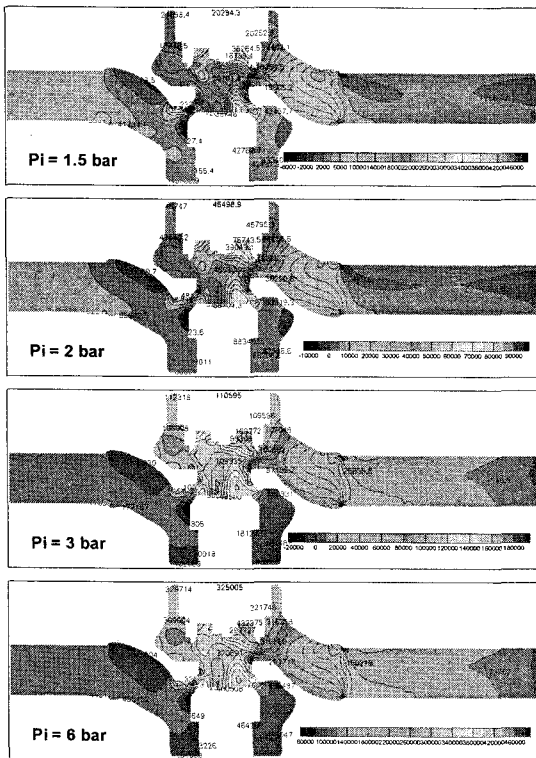


Fig. 7 Pressure[Pa] distributions at each Pi

아임계조건인 1.5 bar의 경우 최저압력이 정압기 목 부분과 하류 측 배관이음부에서 발생되고 있음을 볼 수 있고, 제작사에서 제시한 임계유동 기준조건인 2 bar의 경우는, 보다 하류 쪽으로 치우쳐 하류 측의 배관축소이음부에서 최저 압력분포가 나타나고 있으며, 임계 기준조건을 넘어서는 3 bar와 6 bar의 경우에는 정압기 후단배관의 출구영역이 최저압력이 되고 있음을 볼 수 있다.

이때 주목할 것은 제작사에서 제시한 임계압력비 기준 조건, 즉 가역단열 임계압력비 조건인 2 bar의 경우에도 최저 압력부분이 정압기 후단 연결부에 존재하고 있다는 점이다. 이것은 배관의 직경이 일정한 상황에서 출구의 압력이 임계압력 조건에 미달되고 있음을 의미하는 것이다.

3.1.2 Mach 수 분포

Fig. 8은 앞에서와 동일한 경우에 대한 마하수 분포이다. 최대유속의 크기와 발생 위치가 각 입출구 압력비 조건에 따라 다를 수 있다. 또한 기준조건인 2 bar 조건의 유속은 제작사 관계식으로 계산한 결과와 유사하게 전산해석에서도 음속에 도달되지 못하고 있음을 볼 수 있다.

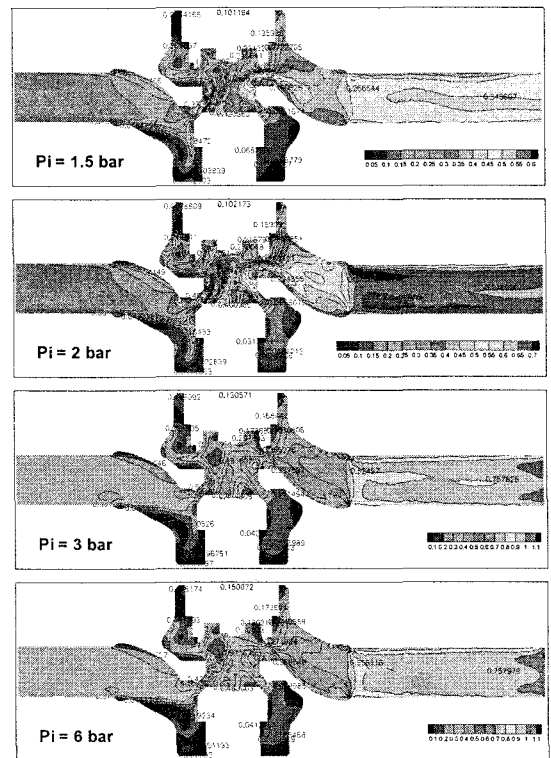


Fig. 8 Mach number distributions at each Pi

그러나 입구에서의 유속은 제작사 제시 임계조건인 2 bar에서 고정되어 유량은 더 이상 증가되지 않고 있으며, 제작사에서 제시한 식 (1)의 유량관계를 만족하고 있다. 또한 약 3 bar 조건에서 거의 음속에 도달되어 완전한 질식유동을 겪는 실제적인 임계상태에 근접하였음을 볼 수 있다.

3.1.3 온도 분포

Fig. 9는 앞 소절과 동일한 각 경우에 대한 온도 분포이다. 임계 기준조건인 2 bar의 경우까지는 목 부분에서의 단면적 축소에 따른 영향에 따라 온도강하는 모든 경우에서 발생하고 있으나 거의 대부분 영역에서 온도는 0 °C를 넘어서고 있어, 응축이나 응결의 문제가 발생할 가능성은 크지 않은 것으로 보인다.

그러나 압력비가 증가되어 약 3 bar 이상인 경우 정압기 후단 배관에서 출구압력으로의 팽창에 따른 온도강하가 매우 커서, 최대 약 -10 °C에 근접하고 있음을 볼 수 있다. 실제 운전상황에서는 정압기 목 단면적 조절에 따라 목 부분과 후방에

서의 유동은 더욱 질식되어 임계유동에 도달될 수 있으며, 이 경우 최대 온도강하는 이슬점 온도 이하로 강하될 가능성이 적지 않다. 물론 본 해석의 경우와 같은 운전조건은 현실적으로 자주 발생하는 경우는 아닐 것으로 생각되나 특수한 경우에 정압기 후단에서의 응축, 응결문제의 발생에 대한 검토가 필수적임을 확인할 수 있다.

3.1.4 해석 결과 고찰

Table 1은 전산유체역학 해석을 통하여 산출한 각 압력비에 대한 입구 유동상태량을 정리한 것이고 Table 2는 출구 유동상태량을 정리한 것이다.

Table 1에서 기준조건(2 bar)을 넘어서면서 입구 유속은 거의 고정되고 있음을 볼 수 있다. 따라서 임계압력비 이상에서의 질량유량 증가는 입구 밀도(압력) 증가에 비례함을 알 수 있으며, 아 임계 조건에서의 유량은 유속의 증가에 주로 지배되며 밀도, 온도와 상호 관계를 가지고 임계유량까지 증가되고 있음을 알 수 있다.

반면 Table 2의 출구상태는 유량의 임계조건인 2 bar를 훨씬 넘어선 약 4 bar(이론계산결과 3.438 bar)에서야 비로써 출구의 유속과 온도가 일정하게 유지되는 것을 볼 수 있다. 즉 약 4 bar(3.438 bar)에서 유동은 완전히 질식되어 완전한 임계유

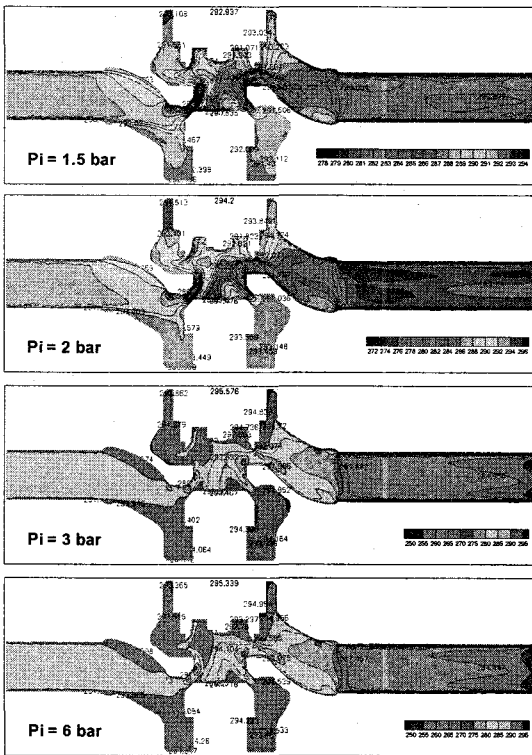


Fig. 9 Temperature[K] distributions at each Pi

Table 1 Properties at inlet by each inlet pressure

Po1 [bar]	V1 [m/s]	Ro1[kg/m³]	To1 [K]	m1 [kg/s]
1.25	93.25795	0.907327	290.8	2.754233
1.5	115.4753	1.065237	292.1	4.028987
1.75	127.7361	1.22879	292.1	5.109075
2	133.8391	1.389746	293.45	6.052008
2.5	139.105	1.724131	294.1	7.806637
3	140.5095	2.065872	294.1	9.448440
4	139.4594	2.757523	294.1	12.432145
6	140.1078	4.133227	294.1	18.849618
8	137.8977	5.525829	294.1	24.803071

Table 2 Properties at outlet by each inlet pressure

Po1 [bar]	V2 [m/s]	Ro2[kg/m³]	T2 [K]	Ps2 [bar]
1.25	115.4763	0.761103	286.8402	0
1.5	163.7135	0.769062	284.1468	0
1.75	206.4826	0.781834	279.8254	0
2	238.9001	0.79165	276.4089	0
2.5	298.6379	0.818832	267.4056	0
3	348.1543	0.84202	257.9579	-1029.71
4	364.2601	1.066558	254.1001	22820.03
6	365.3151	1.604141	253.5174	84355.86
8	365.8677	2.105206	253.323	141719.4

동 상태에 도달된 것으로 파악된다. 이 때, 출구의 유속은 음속으로 고정되고 출구 단면에서의 압력과 온도, 밀도는 임계조건으로 고정되고 있으며, 이후에 주위의 배압을 맞추기 위해 출구 단면을 지나는 유동은 임계압력조건에서 배압을 맞추기 위해서 급격히 팽창하게 될 것으로 생각된다. 아임계상태의 출구유동은 임계유량 조건인 2 bar를 지나서 실제 유동이 완전히 질식되는 임계유동 조건 압력인 3.438 bar 에 도달될 때까지 온도, 밀도 등의 상태량들이 계속 변화되고 있음도 볼 수 있다.

이상의 결과에서, 정압기를 통과하는 유량(입구 유동)이 고정되는 것은 제작사 관계식의 조건에서와 같이 가역단열과정의 임계압력비 조건을 만족하는 반면, 이 때에도 출구에서의 유동은 완전히 질식되지 못하고 있으며, 훨씬 큰 압력비에서 임계유동상태에 도달되고 있음을 볼 수 있다. 즉, 출구 유동은 가역단열과정을 따르지 않고 있으며, 실제 유동에서 동반되는 유동 손실에 따른 비가역 과정을 겪을 것으로 생각된다. 이에 따라 본 연구에서는 이러한 정압기를 통과하는 유동손실을 일반적인 일정단면 배관의 마찰손실로 등가 해석하는 방법의 타당성을 검토하고자 1차원 비가역 단열과정 압축성유동 이론을 도입하여 본 CFD 해석결과와 비교 검토를 수행하였다.

3.2 1차원 압축성이론 해석 결과

1차원 비가역 단열과정 압축성유동의 이론관계식을 적용하여 각 입출구 압력비 조건에 대한 유동상태량을 시행착오법을 통하여 산출하였다.

3.2.1 해석 결과 고찰

Table 3은 각 압력비 조건에 대한 입구상태량 산출결과를 정리한 것이고 Table 4는 출구상태량을 정리한 것이다. 이 때 주의할 것은, 1차원 압축성유동 이론해석에서는 각 입출구 압력비에 따라 유속이 이론 관계식을 통해 결정되게 되므로, 출구 압력을 임계유동 조건 이하로 낮추어 계산할 경우 압축성 유동의 일정 단면적 배관 출구에서 발생할 수 없는 음속을 초과하는 유속이 발생되게 된다. 따라서 본 이론 해석을 위하여 Table 4에서 보는 바와 같이 임계압력 조건 이하에서는 임의로 출구 속도를 음속으로 고정하여 해석을 수행하였다.

Table 3 Properties at Inlet by inlet total pressure

Po1 [bar]	Ma1	V1 [m/s]	Ro1[kg/m <sup>3</sup> ]	To1 [K]
1.25	0.257494	106.5435	0.91191	290.8725
1.5	0.308993	127.9112	1.074201	292.0704
1.75	0.326885	135.2499	1.244237	292.5376
2	0.330753	136.8716	1.419697	292.642
2.5	0.330753	136.8716	1.774622	292.642
3	0.330753	136.8716	2.129546	292.642
3.438	0.330753	136.8716	2.44046	292.642
4	0.330753	136.8716	2.839395	292.642
6	0.330753	136.8716	4.259092	292.642
8	0.330753	136.8716	5.67879	292.642

Table 4 Properties at outlet by inlet total pressure

Po1[bar]	Ma2	V2 [m/s]	Ro2[kg/m <sup>3</sup> ]	T2 [K]
1.25	0.308	127.1332	0.763911	286.9929
1.5	0.433	177.9421	0.771503	284.4702
1.75	0.528	215.7932	0.779546	281.36
2	0.606	246.2279	0.788759	278.0893
2.5	0.748	300.0441	0.809109	271.0328
3	0.884	349.5154	0.833502	263.3194
3.438	1	389.9535	0.85614	256.1418
4	1	389.9535	0.996091	256.1418
6	1	389.9535	1.494137	256.1418
8	1	389.9535	1.992182	256.1418

Table 1과 3의 입구결과와, Table 2와 4의 출구 결과에서 3차원 CFD 해석과 1차원 이론해석 결과는 모든 압력비조건에 입출구 해석 모두에서 최대 약 10% 내의 오차범위에서 상호 일치하고 있어 정압시스템과 같은 소규모 배관망 해석에서 1차원 비가역 단열과정 압축성유동 이론의 적용을 통한 이론해석이 적절한 결과를 산출하고 있으며, 입출구 압력비 조건에 무관하게 배관망 해석에서 이러한 압축성이론 해석을 통한 정압기 모델링과 해석이 가능함을 확인할 수 있다.

3.2.2 손실계수 및 유동계수 산출

Fig. 10은 압축성유동 이론해석을 통해 해석된 입출구 유동상태량을 바탕으로 각 입출구 압력비 조건에 따른 P사 정압기 유사모델의 손실계수( $K_C$ )와 기체유동인자( $C_f$ )를 산출하여 도시한 것이다.

이 때, 사용된 압축성유동의 손실계수( $K_C$ )는 식 (7), 기체유동인자( $C_f$ )는 식 (8)과 같다.<sup>(9)</sup>

$$K_C = \frac{P_{t1} - P_{t2}}{P_2 - P_2} \tag{7}$$

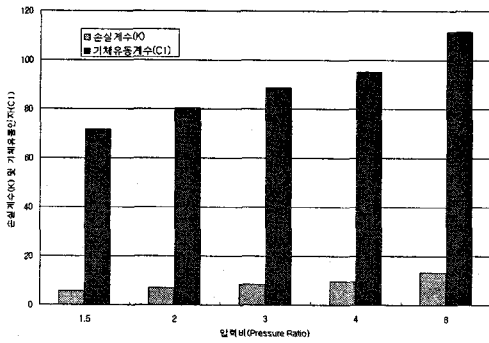


Fig. 10 Variations of loss coefficient( $K_c$ ) & gas flow factor( $C_1$ ) by each opening ratio

$$C_1 = \frac{m}{1.67 \times 10^{-2} A_v Y \sqrt{\rho_1 P_1}} \quad (8)$$

이 때,  $P_t$  : 총압,  $P$  : 정압,  $m$  : 질량유량,  $A_v$  : 유동 계수,  $Y$  : 아임계 유동인자,  $\rho$  : 밀도이다.

Fig. 10에서 입출구 압력비의 증가에 비례하여 손실계수가 증가되고 있음을 볼 수 있고, 기체유동인자도 역시 마찬가지로 비례하여 증가되는 경향을 가지고 있음을 알 수 있다. 따라서 본 연구의 궁극적인 목적 중의 하나인 배관망 해석에서 정압기 모델링을 위한 정압기의 손실계수와 기체유동인자 산출이 전산유체역학 해석과 압축성유동 이론해석을 통하여 산출된 물리량을 바탕으로 적절히 달성되었음을 확인할 수 있다.

#### 4. 결론

(1) 입구유동과 유량은 제작사 유량관계식에서 제시된 임계조건 즉, 가역단열과정의 임계조건을 만족하여 임계압력비에서 유속은 고정되고 있다. 그러나 출구의 유속은 정압기에서의 비가역손실에 따라, 기준압력인 2 bar를 넘어선 이후에도 실제 내부유동이 완전히 질식될 때까지 계속 증가되며 3.438 bar에서 완전히 질식되어 완전한 임계유동 상태에 도달되는, 비가역단열과정의 임계조건을 만족하며 이 때 출구의 유동상태량은 임계조건으로 고정된다.

(2) 정압기를 통과하는 유동손실을 일반적인 일

정단면 배관의 마찰손실로 등가 해석하는 방법의 타당성을 검토하고자 1차원 비가역 단열과정 압축성유동 이론의 적용을 검토한 결과, 1차원 압축성 이론 해석 결과는 3차원 전산유체역학 해석 결과와 최대 약 10% 내의 오차범위에서 상호 일치하여 정압시스템과 같은 배관망 해석에서의 1차원 압축성유동 이론의 적용이 가능함을 확인하였고, 아울러 입출구 압력비의 증가에 비례하여 손실계수가 증가되고 있음을 볼 수 있으며 기체유동인자도 역시 마찬가지로 비례하여 증가되는 경향을 가지고 있음을 알 수 있다.

(3) 또한 아임계 조건인 2 bar 이하의 경우까지는 목 부분에서의 단면적 축소에 따른 영향에 따라 온도강하는 모든 경우에서 발생하고 있으나 거의 대부분 영역에서 온도는 0 °C를 넘어서고 있어, 응축이나 응결의 문제가 발생할 가능성은 크지 않은 것으로 보인다. 그러나 임계압력비 조건을 넘어서는 경우 정압기 목에서의 온도는 크게 강하될 수 있어 응축이나 응결 문제에 대하여 해당 모델과 작동 조건에 대한 상세한 추가 검토가 요구된다.

#### 참고문헌

- (1) Frank. M. White, 1987, "Fluid Dynamics," 2nd ed.
- (2) Robert P. Benedict, 1985, "Fundamentals of Pipe Flow," Wiley.
- (3) Shapiro, A. H., 1953, "The Dynamics and Thermodynamics of Compressible Fluid Flow," Ronald, New York.
- (4) von Mises, R., 1958, "Mathematical Theory of Compressible Fluid Flow," Academic, New York.
- (5) Pietro Fiorentini®, 2001, "PRESSURE REGULATOR Manual."
- (6) Fluent Inc., 2003, "FLUENT 6.1 User's Guide."
- (7) Streeter, V. L. and Wylie, E. B., 1975, "Fluid Mechanics," 6th ed., McGraw-Hill, New York.
- (8) Liepmann, H. W. and Roshko, A., 1957, "Elements of Gas Dynamics," Wiley, New York.
- (9) Flow Master Co., 2004, "Flow-Master2 Manual."