



정압기의 유체력 손실 저감에 대한 수치해석적 연구

서동균 · 이정훈 · *황정호 · 김광수* · 김강대* · 김동수*

연세대학교 기계공학과, *한국 기계 연구원

(2010년 3월 17일 접수, 2010년 4월 30일 수정, 2010년 4월 30일 채택)

Numerical Study on Reduction in Frictional Loss for a Sandwich Type of Pressure Regulator

Dong Kyun Seo · Jung Hoon Lee · *Jungho Hwang · Kwang Soo Kim* ·
Kang Dae Kim* · Dong Soo Kim*

Dept. of Mechanical Engineering, Yonsei University, 134 Shinchon-dong, Seoul, Korea

**Dept. of PEMS & NIMS, KIMM, 104 Sinseongno Yuseong-gu, Daejeon, Korea*

(Received 17. March 2010, Revised 30. April 2010, Accepted 30. April 2010)

요 약

최근에 공압 제어 시스템에서 정압기를 장착하여 에너지를 절감하는 연구가 진행되고 있다. 정압기는 내부적으로 매우 복잡하기 때문에 유체력 손실에 영향을 끼친다. 따라서 정압기 설계 시, 유체역학적 접근을 통한 설계 변수의 도출은 매우 중요하다. 본 연구에서는 상용 CFD 패키지인 FLUENT를 사용하여 정압기 내에서 팁의 크기, 팁의 위치, 그리고 유량이 유체력 손실에 끼치는 영향을 살펴보았다. t/T 비가 0.8이상일 때, 유체력 손실을 증가시키지 않으면서 목표 감압을 이룰 수 있었고, 위치의 영향은 크지 않음을 알 수 있었다.

Abstract - The development of energy saving system with pressure regulator has recently been received interests. Since the internal geometry in the pressure regulator is small and complex, the frictional loss in it is critical. In this study, the pressure loss with tip size, tip position, and mass flow was investigated using numerical approaches(CFD). The aimed reduction in pressure were achieved as the ratio of t/T was more than 0.8. In addition, there was no effect of the tip position.

Key words : pressure regulator, tip size, tip position, pressure loss

1. 서 론

산업 현장에서 압축공기를 작동유체(working fluid)로 하여, 배관 및 제어밸브로 모터나 실린더를 제어해야 할 경우들이 많이 있다. 공압 제어 시스템은 동력전달의 응답성이 좋고, 저 가격(low cost), 좋은 제어성 등의 이유로 단위기계자동화, 생산 및 조립 라인의 자동화 등에 그 활용이 급격히 증가하는 추세에 있다 [1].

기존의 공압 제어 시스템에서는 실린더의 속도를

제어하기 위해서 Speed controller를 사용했으나, 최근에는 정압기(pressure regulator)를 장착하여 시스템 고유의 속도에 따른 작업시와 비 작업시의 힘을 제어함을 통해서 에너지를 절감하는 연구가 진행되고 있다. 그 중 하나가 압축공기에 발생하는 유체력 손실을 줄이는 것이다[2]. 정압기의 경우, 내부 형상이 미세하고 복잡한 구조를 가지고 있기 때문에 국소적인 영향이 전체적인 정압기 유로의 유동특성에 영향을 주는 경우가 많다[3]. 정압기의 상세한 유동특성에 대한 직접적인 획득은 매우 난해하기 때문에 이에 대한 적절한 접근방법에 대한 연구가 필요하다. 이전의 정압기에 대한 연구는, 주로 천연가스를

*주저자:hwangjh@yonsei.ac.kr

공급하는 정압기지에서 압력을 일정하게 유지시키는 것을 중심으로 진행되어 왔다[3-6]. 본 연구에서는 공압 제어 시스템에서 정압기의 유량 및 형상 변화가 유동특성에 끼치는 영향을 전산 유체역학적 해석방법을 통하여 살펴보았다.

II. CAES에서의 정압기

본 연구의 해석 대상인 Sandwich형의 정압기는 일종의 압력을 제어하는 밸브로서 공기압 시스템의 작동 안정성, 내구성 및 에너지 절약을 목적으로 사용되고 있다. 압력제어 밸브의 종류는 크게 설정된 일정압력을 유지하기 위해서 유체의 일부 또는 전부를 배출시키는 릴리프 밸브, 고압의 공기를 감압하여 입구압력에 관계없이 출구압력을 입구압력보다 낮은 일정한 설정 압력으로 유지시켜주는 감압밸브, 회로내의 압력상승을 감지하여 작업순서를 제어하는 밸브로 입구 압력이나 외부 파일럿 압력이 소정의 압력에 도달하면 입구에서 출구로 고압공기를 흐르게 한다. 입구 압력으로 밸브 체를 뒤로 미는 힘이 조압 스프링의 설정치보다 높아지

면 밸브체가 열려서 공기가 출구 측으로 흐른다. 공기가 배기되면 밸브 체는 닫히고 체크 밸브가 열려서 출구 측 공기는 입구 측으로 배출되는 시퀀스 밸브, 이외에도 제어 전류에 비례하여 공기압력을 제어하는 압력비례제어 밸브 작업자의 안전을 위해서 회로압력이 허용한도를 넘는 공기를 배제하여 기기나 관로의 파괴를 막는 안전밸브, 파일럿 공기압력에 비례하는 압력을 공급하는 대용량 감압밸브인 볼륨 부스터로 대별된다. Fig. 1은 이에 대한 개략도를 나타낸다.

III. 정압기의 유동해석

3.1. 수치해석 방법

본 연구에서 정압기 형상 생성을 위해서 SolidWorks 2007 COSMOS FloWorks를 사용하였고, 격자 생성을 위해서 Gambit 2.4.6을 사용하였다. 해석에는 ANSYS®의 Fluent 6.3.26를 사용하였다[7]. Fig. 2 (a)는 Sandwich형 정압기 우측에 대한 해석격자를 나타내며, 격자모양은 tetrahedral이며, 격자 개수는 300,000개이다. 좌측도 우측과 동일한 형상을 가지고 있기 때문에, 우측만 해석 대상으로 삼았다. Fig. 2 (a)는 Sandwich형 정압기 우측에 대한 해석격자를 나타내며, 격자모양은 tetrahedral이며, 격자 개수는 300,000개이다. 좌측도 우측과 동일한 형상을 가지고 있기 때문에, 우측만 해석 대상으로 삼았다. 정압기는 크게 고압부, 저압부, 교축부, 제어부로 구성되어 있다. Fig. 2 (b)는 입구와 출구의 위치, 교축 조건의 정의(t, T) 및 팁의 위치(①, ②, ③)를 나타내고 있다.

3.2. 지배방정식

본 연구에서는 정압기의 유동 특성을 수치적으로 모사하기 위해서 적용된 지배방정식은 연속방정식, 압축성 Navier-Stokes 방정식, 에너지 방정식, 난류 방정식($k-\epsilon$), 이상기체방정식 이 사용되었다. 이에 대한 식은 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i + F_i \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i h) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) - \frac{\partial p}{\partial t} + u_i \frac{\partial p}{\partial x_i} + \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\mu_t \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_k + G_b - \rho \epsilon \quad (4)$$

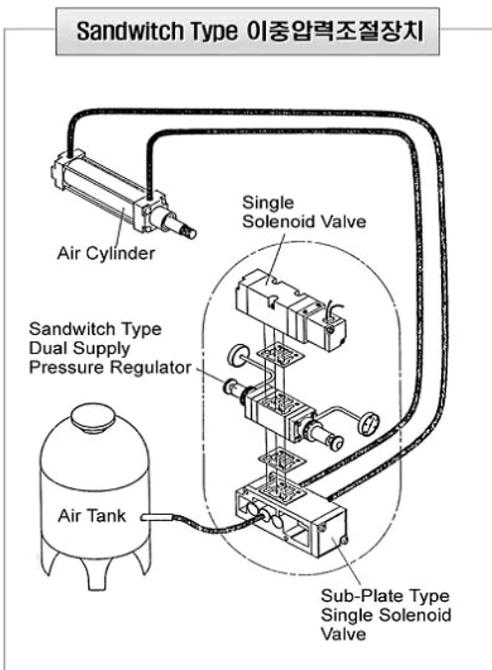


Fig. 1. Principle of a Sandwich type of pressure regulator.

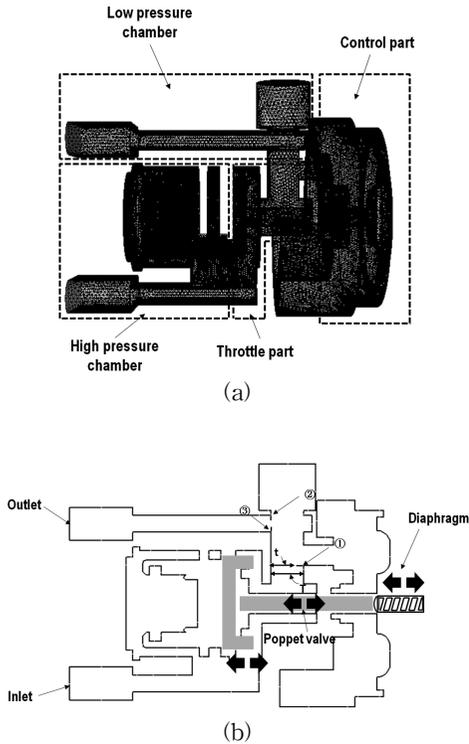


Fig. 2. Geometry and Mesh of pressure regulator.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \epsilon) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{m_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right) - C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + (1 - C_{3\epsilon}) G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (5)$$

$$C_{1\epsilon} = 1.44, C_{2\epsilon} = 1.92, \sigma_k = 1.0, \sigma_\epsilon = 1.3$$

$$G_k = \mu_t \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial u_j}{\partial x_i}, G_b = -g_i \left(\frac{\mu_t}{\rho \sigma_h} \frac{\partial \rho}{\partial x_j} \right)$$

$$PV = \rho RT \quad (6)$$

3.3. 경계 및 계산조건

정상상태에서 출구정압은 4.5 bar로 고정하였고, 입구 유량은 0.001-0.016 kg/s, 온도는 300K으로 설정하였다. 정압기 내에서 유체 유로 단면적을 변화시키기 위해서 Fig. 2 (b)에서 t/D비를 0.4-1.0로 변화시키면서 해석을 수행하였다. 정압기의 해석 케이스에 대한 경계조건과 해석조건은 각각 Table 1과 Table 2에서 정리하였다.

Table 1. Boundary condition of pressure regulator.

Condition	State
Inlet mass flow (kg/s)	0.001, 0.002, 0.004, 0.008, 0.016
Inlet temperature(K)	300
Outlet(atm)	4.5
t/D	0.4, 0.6, 0.8, 1.0
Position of tip	①, ②, ③

Table 2. Simulation condition of pressure regulator.

Solving method	Condition
Solver	Density based method
Discretization	Second order wind
Gradient option	Green-Gauss cell based
Turbulent model	Standard k-ε
Working fluid	air

IV. 해석 및 고찰

Fig. 3 (a)는 유량이 0.008kg/s이고, 출구 정압이 4.5인 경우의 압력 분포를 나타낸다. 이 때 정압은 입구 정압이 6.7 atm로 형성되었다. 이 때 압력 비(P_{out}/P_{in})는 0.71이다. 포켓밸브의 인접부에서 압력이 급감하는 것을 알 수 있었다. Fig. 3 (b)는 속도 분포를 나타낸다. 교축부와 제어부 사이를 연결하는 전단에서 최대 유속을 나타내고 있다. 이 때 최대 마하수는 0.58이었다. Fig.3 (c)는 온도분포를 나타낸다. 온도의 경우 단열팽창 조건으로 인해 국부적으로 낮은 온도가 발생한다. 본 경우(P_{out}/P_{in}=0.71), 최저 온도가 약 9°C까지 떨어지다가, 교축부를 빠져 나오면 다시 온도가 증가하였다. Fig. 3 (d)는 해당 조건에서의 밀도를 나타낸다. 본 해석 대상인 Sandwich형의 정압기는 길이가 10cm 정도인 소형의 장치로서, 그 내부 형상이 매우 복잡하다. 전자기적 적절한 제어를 위해, 향후 부가적인 설계(방해물)가 필요할 수 있기 때문에 이에 적절한 parameter study가 필요하다. 본 연구에서는, 교축부에 유동을 방해할 수 있는 임의의 팁(tip)을 방해물이라고 가정하였고, 이 팁의 크기에 따른 영향을 살펴보았다 Fig. 2 (b)에서 T는

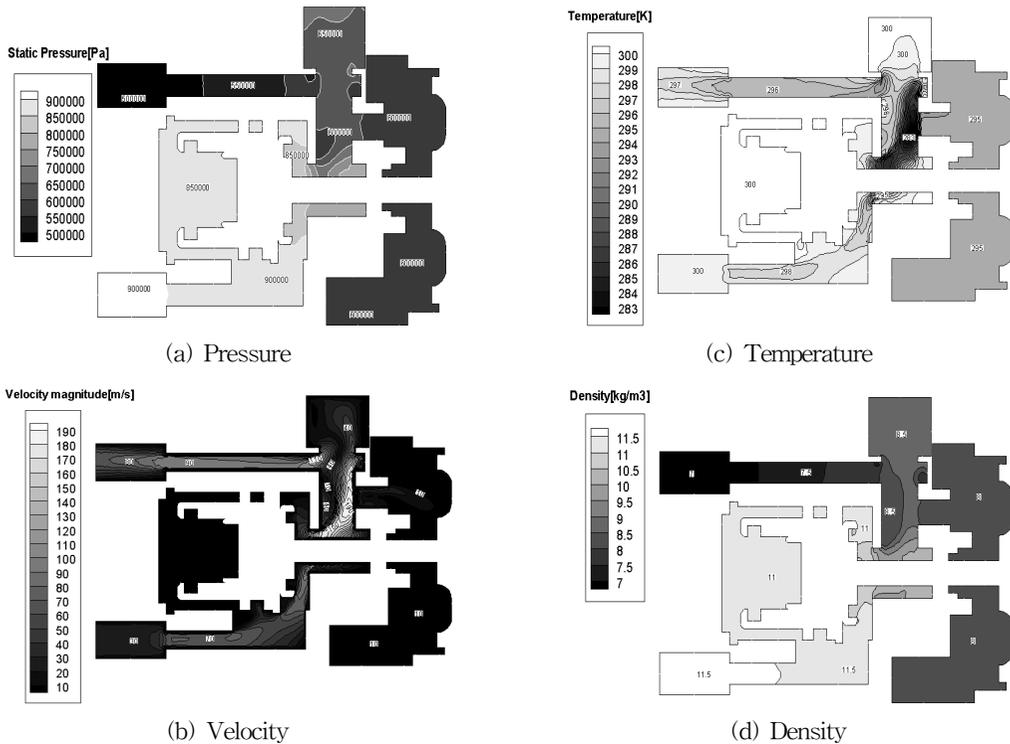


Fig. 3. Contour of several properties.

공기(가스)가 감압부로 유입되는 유로의 직경이고, t 는 방해물의 설치에 의해서 줄어든 유로의 직경이다. 본 연구에서는 t/T 를 0.4에서 1.0로 변경함에 따른 유동의 특성을 살펴보았다.

정압기도 일종의 유체력 손실이 있는 관로로서, 부차적 손실(minor loss)이 따를 수밖에 없다. 부차적 손실은 일반적으로 다음 식과 같은 손실계수(loss coefficient)로 정의된다[8].

$$K = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho v^2} \quad (7)$$

여기서 Δp 는 압력손실, ρ 는 유체 밀도, v 는 유체 속도를 나타낸다. Fig. 4는 유량의 변화에 따른 압력 손실을 보여주고 있다. 유량이 증가할수록 압력의 손실이 증대됨을 알 수 있다. t/T 가 커질수록 포물선 형태로 압력 강하가 증가한다. 유량이 0.008 kg/s 이하에서는 t/T 가 0.8인 경우와 1.0인 경우가 거의 차이가 없다.

Fig. 5는 유량의 증가에 따른 손실계수를 나타내고

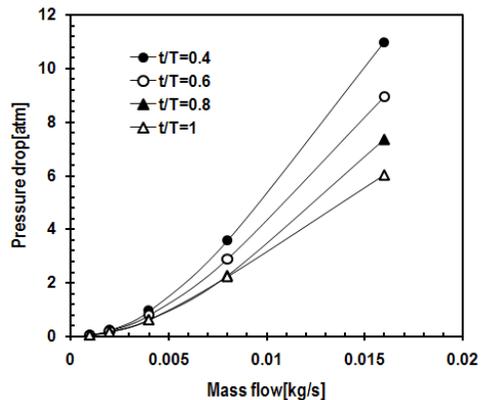


Fig. 4. Effect of mass flow on pressure drop.

있다. 이 때 손실계수는 식 (7)을 통해서 구했다. 유량이 0.008 kg/s 이하인 경우에, $t/T=0.8$ 와 1.0인 경우는 차이가 없다. 그러나 유량이 0.008 kg/s 이상이거나 $t/T=0.8$ 이하의 경우부터는 차이가 발생하기 시작한다. Fig. 6은 압축비가 손실계수에 끼치는 영향을

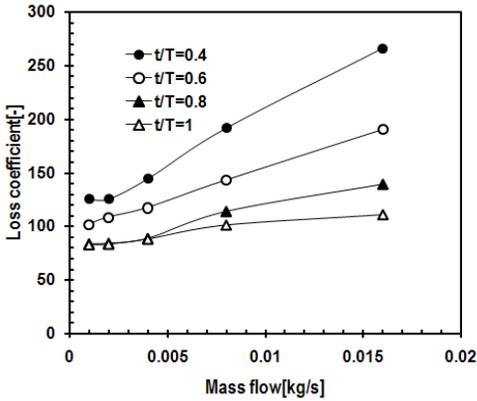


Fig. 5. Effect of mass flow on loss coefficient.

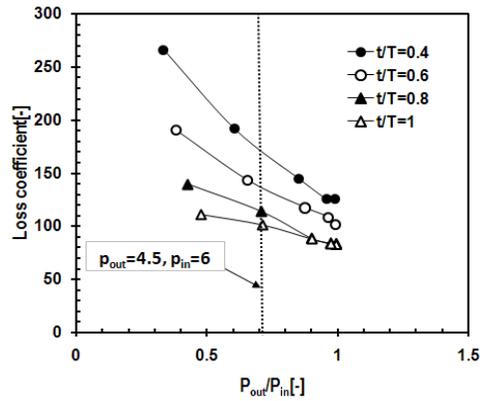


Fig. 6. Effect of p_{out}/p_{in} on loss coefficient.

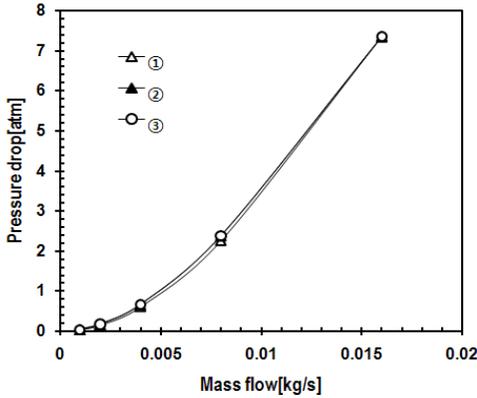


Fig. 7. Effect of mass flow on pressure drop.

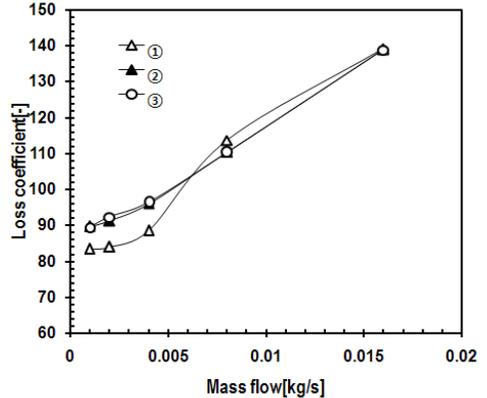


Fig. 8. Effect of mass flow on loss coefficient.

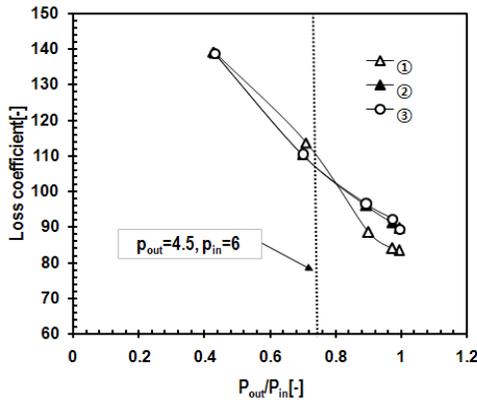


Fig. 9. Effect of p_{out}/p_{in} on loss coefficient.

보여주고 있다. 압축비는 정압기를 거친 후에 압력의 감압비를 나타내고, 손실계수는 이에 따르는 유체력 손실이다. Fig. 6에서 알 수 있는 바와 같이 압력비가 0.9 이상인 경우에 $t/T=0.8$ 와 1.0인 경우는 차이가 없다. 그러나 압력비가 0.9 이하이거나, t/T 가 0.8이 하인 경우부터는 차이가 발생한다. Fig. 4-6를 종합해 볼 때, 본 정압기에 대해서 유량을 0.004 kg/s 이하, t/T 비는 0.8 이상으로 할 때, 유체력 손실을 증가시키지 않으면서 감압할 수 있음을 알 수 있었다. 본 정압기가 구성하고 있는 공압 제어 시스템의 경우, 팽창 공정 시 6 atm 공기압이 필요하고, 수축 공정 시, 4.5 atm이 필요하다. 팽창공정에서 수축공정으로 변환 시 발생하는 압축공기 손실을 방지하기 위해서 정압기를 통한 공기 감압이 필요하다. Fig. 6의 점선 이 이에 대한 작동조건으로서, t/T 비가 기준 크기에서

($t/T=1$) 80 %로 감소될 때 손실 계수는 10 % 증가하고, 60 %로 감소될 때 40 % 증가하며, 40 %로 감소될 때 손실 계수는 70 %로 증가함을 확인할 수 있었다.

Fig. 7-9는 위치에 따른 영향을 나타낸 것들이다. Fig. 2 (b)에서 알 수 있는 바와 같이, 각각의 위치에 동일한 크기(1 mm)의 장애물을 설치하고, 유동 특성을 살펴보았다. ①은 교축부에서 유동의 수직방향으로 설치된 장애물고 ②와 ③은 저압부로 들어가는 입구에 설치된 장애물이다. ②는 저압부의 위쪽에 설치된 것이고 ③은 저압부의 아래쪽에 설치된 것이다. Fig. 7에서 알 수 있는 바와 같이, 각각의 경우에 대해서 유량의 변화가 압력의 손실에 미치는 영향은 크지 않았다. Fig. 8은 유량에 따른 손실 계수를 나타낸다. 유량이 0.007 kg/s이하인 경우, ①의 경우가 손실이 더 지배적인 반면에, 0.007 kg/s 이상인 경우, 차이가 거의 없었다. Fig. 9는 압력비에 따른 손실계수를 보여주고 있다. 압력비가 0.8이상인 경우에, ②와 ③의 경우의 손실 계수가 ①의 경우보다 더 높다는 것을 알 수 있었다.

VI. 결 론

공압제어 시스템의 주요 구성요소인 Sandwich 형 정압기에 대한 유동해석을 수행하였고, 이에 대한 결론은 다음과 같다.

(1) 유량은 0.004 kg/s이하, t/T 비는 0.8이상으로 할 때, 유체력 손실을 증가시키지 않으면서 목표 감압을 수행할 수 있었다.

(2) 본 작동조건인 경우(압력비=0.71), t/T 비가 기준 크기에서($t/T=1$) 80 %로 감소될 때 손실 계수는 10 % 증가하고, 60 %로 감소될 때 40 % 증가하며, 40 %로 감소될 때 손실 계수는 70 %로 증가함을 확인할 수 있었다.

(3) 동일한 사이즈의 방해물이 위치를 살펴보았을 때, 유량에 따른 영향은 없었다.

(4) 유량이 0.007 kg/s이하인 경우나 압력비가 0.8 이상인 경우에, 동일한 크기의 장애물을 교축부에 설치하는 것이 저압부에 설치하는 것보다 압력 손실이 덜 감소했다.

감사의 글

본 연구는 지식경제부 에너지자원기술개발 과제(2008-8-1617)의 지원으로 수행되었음.

참고문헌

- [1] 이상천, 김동수, 김형의, “압축공기 에너지 절감화 기술”, 기계와 재료, **9**(01), 14-27, (2005)
- [2] 김광수, 김명섭, 김동수, “압축공기 에너지 Saver 개발에 대한 연구”, 한국정밀공학회논문집, 춘계 학술대회, 623-624, (2009)
- [3] 신창훈, 하종만, 이철구, 허재영, 임지현, 주원구, “정압기의 임계유동 특성과 배관망해석 모델링에 관한 연구(I)”, 대한기계학회논문집 B권, **23**(12), 1291-1298, (2005)
- [4] 신창훈, 하종만, 이철구, 허재영, 임지현, 주원구, “정압기의 임계유동 특성과 배관망해석 모델링에 관한 연구(II)”, 대한기계학회논문집 B권, **23**(12), 1299-1306, (2005)
- [5] 권혁록, 노경철, 김영섭, 이성혁, “정압기내의 안전밸브 분출용량 관계식 검증을 위한 유동해석(I)”, KIGAS, **23**(2), 99-104, (2008)
- [6] Rami, E. G., Jean-Jacques, B., Pascal, G. and Francois, M., “Stability study and modelling of a pressure regulating station”, *International Journal of Pressure Vessels and Piping* **82** (2005) 51-60
- [7] ANSYS®, *FLUENT 6.3 User's Manual*, (2006)
- [8] Cengel, U. A and Cimbala, J. M, *Fluid mechanics*, Korean ed., McGraw-Hill (2005)