

가스 조절용 레귤레이터의 유동 및 성능해석 Analysis of Flow and Performance of Regulator for Clean Gas Supply System

김명관 · 이연수 · 최우진 · 권오봉 · 박 정

M. K. Kim, Y. S. Lee, W. J. Choi, O. B. Kwon and J. Park

(접수일 : 2009년 1월 12일, 수정일 : 2009년 2월 13일, 채택확정 : 2009년 2월 16일)

Key Words : Regulator(레귤레이터), Clean Gas(청정가스), Numerical Simulation(수치 시뮬레이션), Pressure Difference(압력차)

Abstract : In this study, flow characteristics at the regulators, which is very important for clean gas supply systems for semiconductors and LCD industries, are investigated. Numerical simulations are carried out to visualize flows at regulators for several flow rates and to investigate pressure losses at some parts in the regulator. Velocity field at the regulator along with the detailed velocity field near the spring and near the valve is shown. New regulator models are proposed in this paper, and numerical simulations are also carried out to visualize flows at regulator for several flow rates, and to investigate pressure losses at the parts in new models. Pressure drops a lot across the valve seat. Pressure drop increases as mass flow rate increases. Especially for small opening, pressure drop increases rapidly as mass flow rate becomes large.

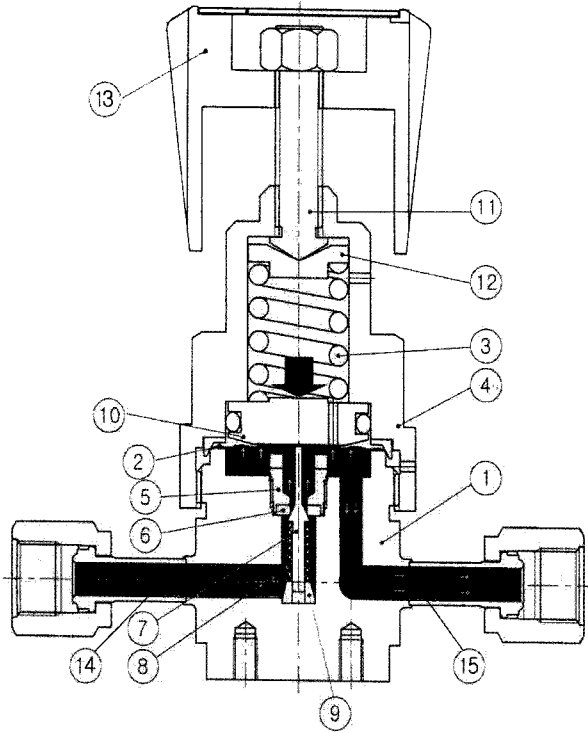
1. 서 론

레귤레이터(Regulator)는 저장 탱크와 용기로부터 공급되는 고압의 가스를 사용처의 압력에 맞게 조절하여 정상적인 작동을 하도록 돕는 장치로, 용기 및 저장탱크 내의 압력 변화에 대응하여 공급압력을 일정하게 유지하고, 가스의 조성, 온도, 소비량, 소비시간, 잔류가스량 등의 변화에 따라 감압작용과 정압작용을 동시에 하는 장치이다¹⁾. 레귤레이터의 또 다른 역할은 고압의 불규칙적인 가스를 사용처에 맞도록 적절히 감압하여, 일정한 유량으로 공급하는 것이다. 특히 청정 가스만을 사용해야하는 반도체 제품의 생산 라인·TFT-LCD 패널 생산 공정에서의 가스 공급용 배관을 구성하는데 필수적으로 적용되는 중요 부품임에도 불구하고 현재 우리는 미국, 일본 등에서 많은 부분 수입해서 사용하고 있는 상황이다.

레귤레이터는 가스의 종류, 사용하는 압력, 유량 등의 사용 조건과 구조 형태에 따라 많은 종류로 나누어지는데 구조와 특성을 이해하고 사용 조건에 적합한 것을 선택하는 것이 중요하다.

Fig. 1은 현재 생산되고 있는 레귤레이터의 단면을 보여주고 있다. 레귤레이터를 내부 압력 상태에 따라 구분하면, 감압 전 고압 상태로 유동하는 영역과 감압 후 저압 상태로 유동하는 영역, 그리고 유체 유동이 없는 스프링부분으로 3가지로 요소로 되어있으며, 다이어프램(Diaphragm), 스프링(Spring), 메인밸브(Main valve)로 구성되어 있다. 다이어프램은 2차압력(사용측 압력)을 감지하여 그 사용유량(사용압력)에 따라 상하로 움직이면서 메인밸브를 작동시키기 때문에 감지부(Sensing element)라고 한다. 스프링은 2차압력(사용측 압력)을 설정하는 것으로서, 스프링에 힘을 가함에 따라 일정범위 내에서 신축이 용이하여 유량변화에 따른 압력조절이 가능한 것으로서 부하부>Loading element)라고 한다. 메인밸브(Main valve)는 가스의 흐름을 제어하기 위한 것으로서 밸브의 열림 정도를 직접 조정하므로 제어부(Restricting element)라고 한다.

권오봉(책임저자) : 부경대학교 기계공학부
E-mail : obkwon@pknu.ac.kr, Tel : 051-629-6136
김명관 : 부경대학교 산학협력단
이연수, 최우진 : 부경대학교 대학원
박 정 : 부경대학교 기계공학부



- ① Body ② Diaphragm ③ Load Spring
- ④ Bonnet ⑤ Seat Holder ⑥ Seat
- ⑦ Main Valve ⑧ Valve Spring ⑨ Valve Bush
- ⑩ Thrust Pad ⑪ Adjusting Screw
- ⑫ Con Washer ⑬ Handle Net ⑭ Handle

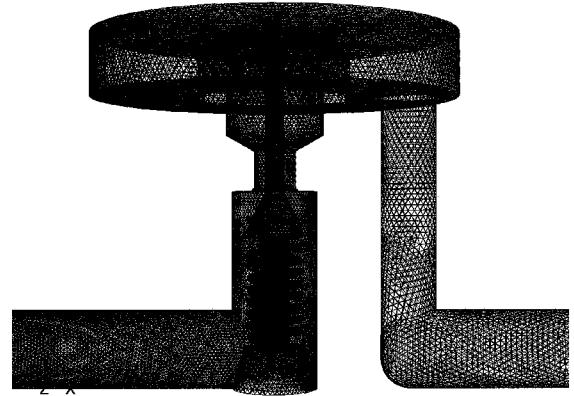
Fig. 1 Schematic diagram of regulator

본 연구에서는 현재 생산되고 있는 레귤레이터의 내부 시뮬레이션으로 내부유동 현상과 내부에서 발생하는 압력손실을 파악하고, 구조적인 면에서 발생하는 문제점을 해결하여 새로운 형태의 개선된 레귤레이터 개발을 목적으로 한다.

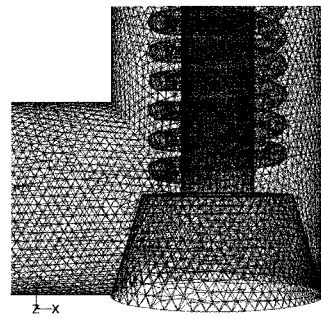
2. 수치시뮬레이션

Fig. 2(a)는 기존 레귤레이터의 수치 시뮬레이션을 위한 격자를 나타낸 것이며, 유동의 변화가 크게 발생될 것으로 예상되는 영역에는 격자를 집중시켰고, 총 격자수는 약 500,000개이다. Fig. 2(b)는 레귤레이터 하부로서 주요관심 영역인 밸브부쉬(Valve bush) 주변 격자를 확대하여 나타낸 것이다.

계산에 사용된 지배방정식은 정상상태 비압축성 유체의 연속방정식, 운동량방정식이 사용되었으며, 이들 방정식을 풀기 위해 3차원 유동해석이 가능한 FLUENT를 사용하였고, 이 프로그램은 유한체적법을 기본으로 한다. 난류모델로는 공학적으로 타당성

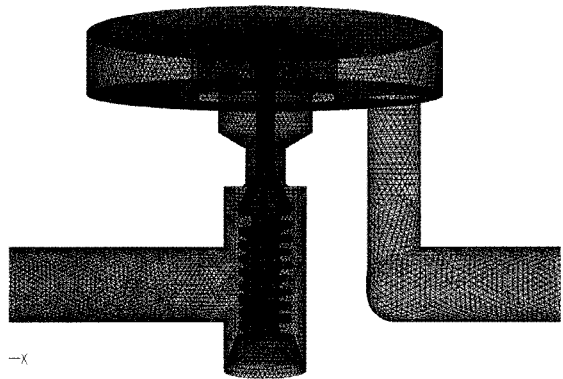


(a) whole

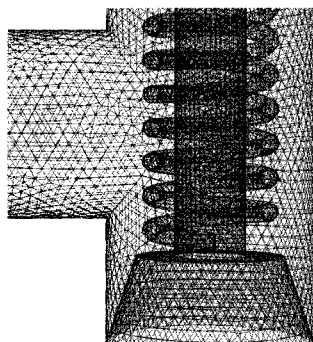


(b) bottom

Fig. 2 Grid used for the simulation (Type A)



(a) whole



(b) bottom

Fig. 3 Grid used for the simulation (Type B)

을 검증 받아서 폭넓게 응용할 수 있는 $k-\epsilon$ 모델을 사용하였고, 수치해석에 선택된 해법은 상류차분, SIMPLE 알고리즘을 사용하였다²⁻⁴⁾.

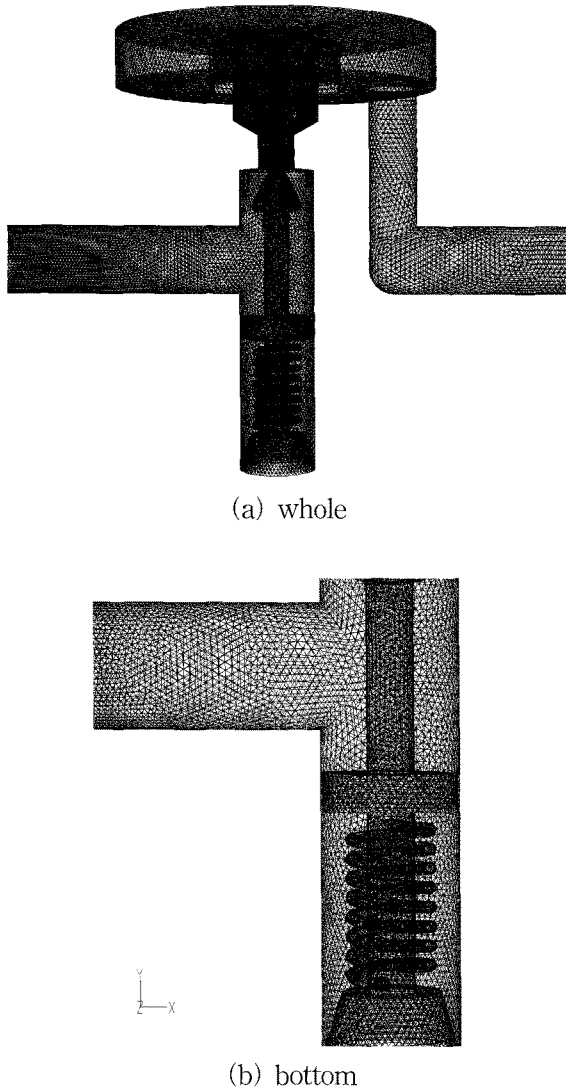


Fig. 4 Grid used for the simulation (Type C)

기존 모델을 수치해석 한 결과 밸브부쉬에 의해 유로가 좁아진 영역에서 압력 손실이 크게 발생함을 알 수 있었다. 따라서 밸브부쉬에 의한 축소된 유로에서의 유동손실이 발생하지 않도록 할 필요가 있기에 입구측의 통로 높이를 밸브부쉬 위쪽으로 변경하여 모델링하였고, Fig. 3에 개선된 모델(Type B)의 격자를 나타내고 있다. (a)는 유동 전영역을 모델링하여 나타낸 것이고 (b)는 밸브부쉬 영역을 확대하여 나타내었다. Fig. 4는 밸브스프링에 의한 유동 손실이 발생할 수도 있기에 밸브부쉬와 밸브스프링 모두를 유체유동영역 아래로 위치한 모델(Type C)를 나타내고 있다.

3. 연구 결과 및 고찰

기존 레귤레이터의 유동 특성을 알아보기 위하여 Fig. 2를 대상으로 수치 시뮬레이션을 하였으며, 유동영역에서의 압력분포 및 유동형상을 파악하였다. 작동 유체는 질소를 사용하였으며, Re 는 입구에서의 속도 및 직경을 기준으로 (1)과 같이 정의하였다.

$$Re = \frac{\rho VD}{\mu} \quad (1)$$

여기서 V 는 평균속도를, D 는 수력직경을, ρ 는 질소의 밀도를, μ 는 질소의 점성계수를 나타낸 것이다.

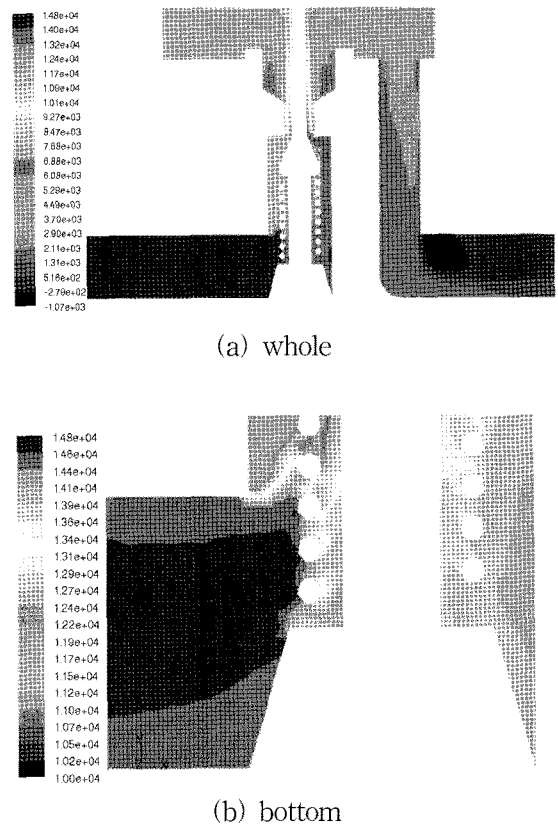
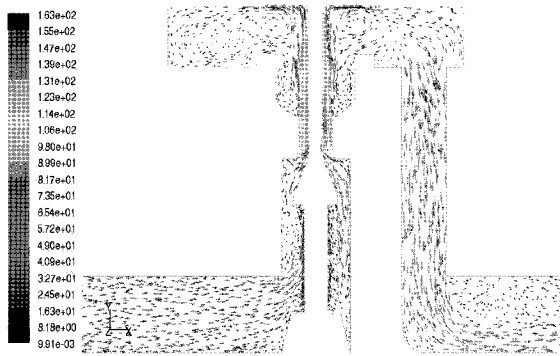


Fig. 5 Pressure distribution (Re = 11100)

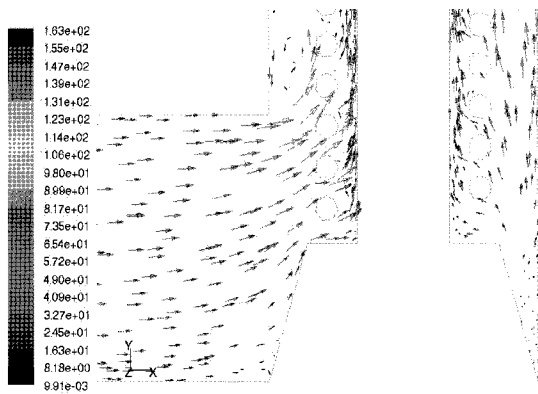
Fig. 5는 기존 레귤레이터의 압력분포도를 나타낸 것으로 (a)는 밸브가 완전히 개방된 경우, 레귤레이터의 중앙 수직 단면에서의 전영역 압력분포를 나타내고 있다. 전반적으로 입구에서 유입된 고압의 가스가 노즐을 지나면서 압력이 급속하게 감소하여 입구보다 낮은 압력으로 출구로 나간다. 노즐 전후로 압력차이가 많이 일어남을 알 수 있으며 이를 전후로 고압측과 저압측으로 구분되어진다.

(b)는 밸브부쉬 영역에서의 압력분포를 나타내고

있다. 레귤레이터의 밸브부쉬 주변을 통과할 때 압력이 감소하는 것을 관찰 할 수 있는데, 이는 밸브부쉬가 존재함으로써 유체가 지나가는 유로가 작아졌기 때문으로 볼 수 있다. 또한 밸브 스프링 주변으로 압력이 감소하는 것을 관찰 할 수 있는데 이는 스프링 주변에서 와류가 발생했기 때문으로 볼 수 있다. 이 두 가지 요인이 입구측 압력손실을 가져오는 대표적인 것으로서 레귤레이터의 성능을 저해하는 주요 요인으로 볼 수 있다. 따라서 압력손실이 발생하는 요인에 의한 영향을 적게 받도록 구조적인 문제점을 해결하여 레귤레이터 내의 유동이 원활히 이루어질 수 있도록 개선할 필요가 있다.



(a) whole



(b) bottom

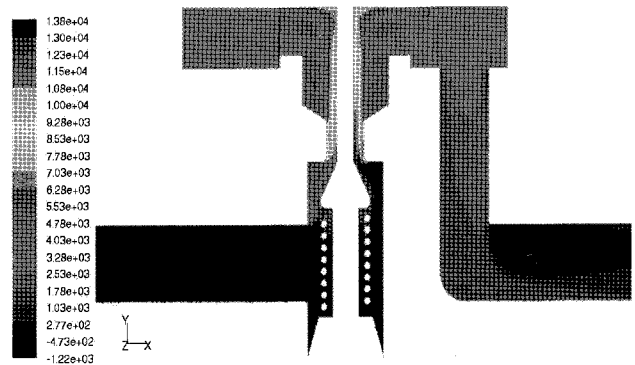
Fig. 6 Velocity vector (Re = 11100)

Fig. 6은 기존레귤레이터 내의 속도 분포를 나타낸 것으로 (a)는 중앙 수직 단면에서의 전체적인 속도벡터를 나타내고 있다. 전반적으로 입구에서 유입된 고압의 가스가 노즐을 지나면서 노즐주변에서 속도가 급격히 증가한 반면 압력이 급격히 감소함을 알 수 있으며, 입구측보다 높은 속도로 출구로 빠져나감을 알 수 있다. 또한 유입측 곡관영역과 출구측 곡관영역에서 재순환이 일어남을 관찰 할 수

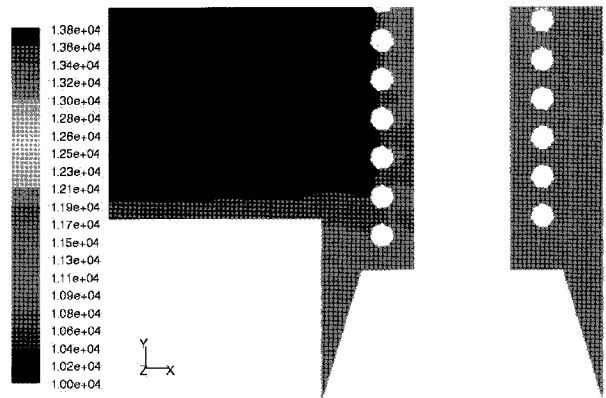
있다⁵⁻⁶⁾.

(b)는 밸브부쉬 주변에서의 속도벡터를 나타낸 것으로 밸브부쉬로 인해 유로가 좁아져 압력이 낮아지고 순간속도가 증가함을 상세히 나타내고 있다.

Fig. 7은 Fig. 6에서 발생되었던 밸브부쉬에 의한 유동손실을 줄이기 위하여 밸브부쉬 부분을 입구관 아래쪽에 위치하도록 개선한 Type B모델의 압력분포도를 나타낸 것이다. (a)는 밸브가 완전히 열린 경우의 전체 압력분포이고, (b)는 밸브부쉬 및 스프링 주위를 확대하여 나타낸 압력분포도이다.



(a) whole



(b) bottom

Fig. 7 Pressure distribution (Re = 11100)

Type B는 Type A와 전반적으로 비슷한 양상을 나타내고 있으나, Fig. 7(b)에서 알 수 있듯이 Type B의 경우 밸브부쉬 주변을 통과할 때 압력이 Type A보다 적게 감소하는 것을 관찰 할 수 있다. 이는 밸브부쉬가 입구관 아래쪽에 위치함으로써 유로에서 압력손실이 발생하는 요인 중 하나를 제거했기 때문에 나타나는 결과로 볼 수 있다.

반면 밸브스프링 주변에서의 압력손실은 Type A와 유사하게 나타나고 있음을 알 수 있다. 이 손실을 줄이고자 작동유체 유동영역에서 밸브스프링을

제거한 Fig. 4 (Type C)의 형태로 개선하였으며, Fig. 8에 압력분포도를 나타내었다.

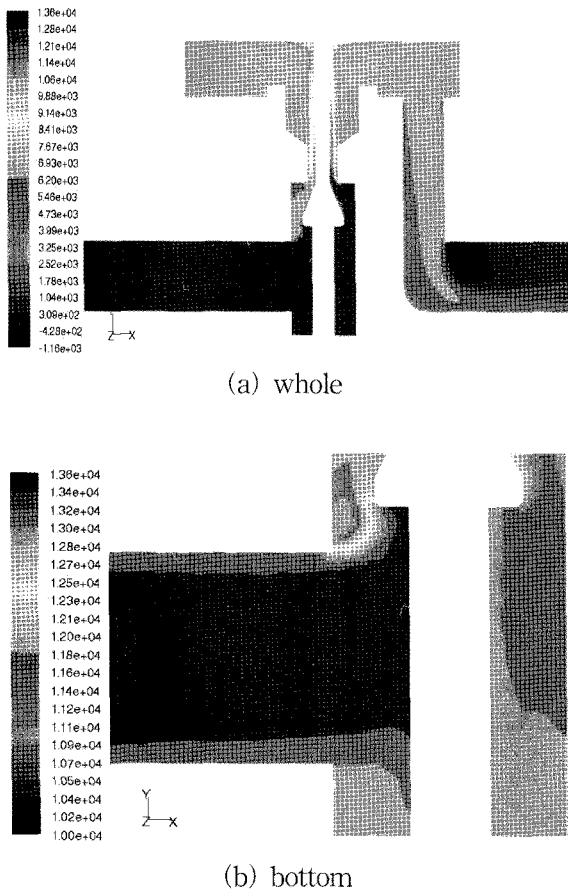


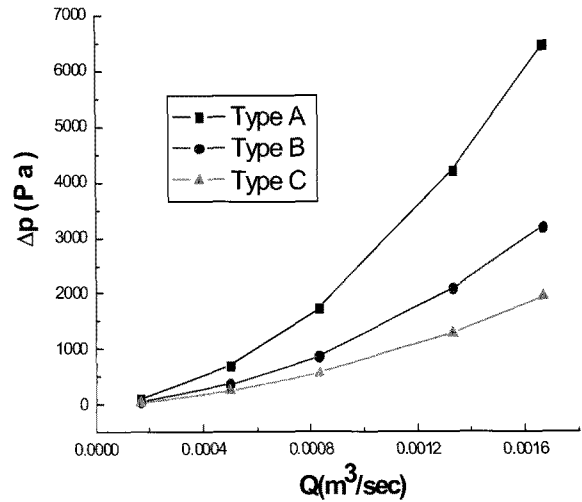
Fig. 8 Pressure distribution (Re = 11100)

(a)는 밸브가 개방된 상태의 전체적인 압력분포를 나타내고 있고, (b)는 밸브부쉬와 밸브스프링을 제거한 상태에서의 압력분포를 나타내고 있다. Type C의 경우 Type A와 Type B에 비해 밸브부쉬와 밸브스프링을 지나는 작동유체의 유동이 없으므로 손실은 메인밸브 주변에서만 발생함을 관찰할 수 있다. 즉, 압력손실을 발생시키는 주요요인을 구조적으로 해결함으로써 압력손실이 크게 줄어드는 것을 보여주고 있다.

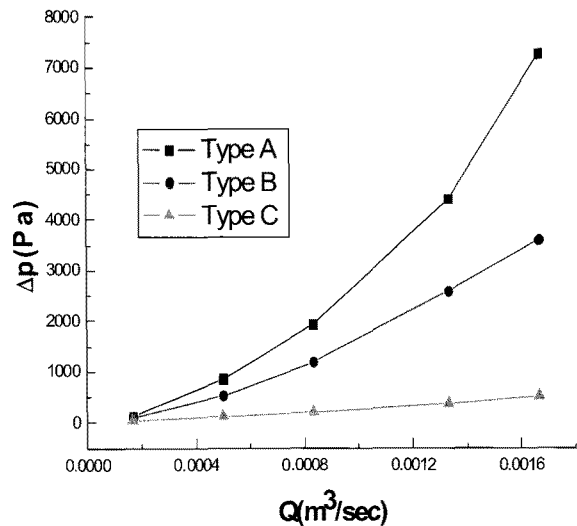
Fig. 9에서는 Type A, Type B, Type C의 모델에 대해 감압 전 입구부터 노즐까지 고압측에서의 압력 손실을 나타내고 있으며, (a)는 완전개방상태, (b)는 1/6개방상태의 압력차를 보여주고 있다.

실제 레귤레이터에서 유량과 압력감소를 직접 파악하는 것이 중요하므로, 굳이 무차원화된 압력 ($\frac{\Delta p}{\frac{1}{2}\rho V^2}$)과 Re 로 나타내지 않았다.

그래프에서 볼 수 있듯이 개선된 모델로 갈수록 (Type A < Type B < Type C) 고압측에서의 압력 손실이 적게 발생함을 알 수 있으며, Type 3종류 모두 유량의 증가에 따라 압력손실도 증가함을 나타내고 있다. 특히 Type A의 경우 유량증가에 따른 손실 폭이 Type B와 Type C에 비해 더욱더 크게 나타나고 있어 Type A가 큰 유량에서는 적합하지 않다는 것을 확인할 수 있다.



(a) fully opened



(b) 1/6 opened

Fig. 9 Pressure drop at the high pressure side of the regulator

Type A의 경우 밸브가 닫힐수록, 유속이 증가할수록 압력차의 증가폭이 크게 나타나고 있으며, Type C는 밸브가 닫히고, 유속이 증가하여도 압력 손실은 매우 작게 나타나고 있음을 알 수 있다.

이처럼 Type C의 압력손실이 적게 발생하고 있는 것은 개선된 모델의 경우 유동저해 요소 즉, 밸브부쉬, 밸브스프링을 구조적으로 변경하여 작동유체의 유동손실을 최소화했기 때문이다.

4. 결 론

현재 생산되어 제품화된 레귤레이터의 유동특성을 파악하기 위해 수치시뮬레이션을 행하였다. 기존 모델의 경우, 밸브부쉬와 밸브스프링의 두 가지 주요요인에 의해 작동유체의 압력손실이 크게 일어나는 것을 알 수 있었다. 압력손실을 줄이기 위해 밸브부쉬와 밸브스프링을 작동유체의 유로에서 배제한 개선된 모델로 구조변경을 하여 기존모델과 비교한 결과, 고압측의 압력 손실이 기존 모델에 비해 매우 작은 것으로 나타났다. 밸브개폐가 자동적으로 조정되는 동적인 상태에서의 유동해석은 추후 연구에서 보완될 사항으로 판단된다.

후 기

이 논문은 2006학년도 부경대학교 기성회 학술연구비에 의하여 연구되었음(PK-2006-063).

참고 문헌

1. 김홍 외 4인, 1998, "LPG 압력 조 정기용 다이어그램의 특성에 관한 연구", 한국 산업안전학회 학술대회지, pp. 109~113.
2. S. V. Patanker, 2002, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", '태훈출판사, 서울, pp. 83~85.
3. 명현국, 1999, "전산유체공학", 문운당, pp. 216~219.
4. M. Yasuhara and H. Daiguji, 2002, "수치유체역학", 원기술, 서울, pp. 345~361.
5. H. Schlichting, 1979, "Boundary-Layer Theory", Mcgrawhill, New Yark, pp. 28~31.
6. F. M. White, 1997, "Fluid Mechanics", Mcgraw-hill, New Yark, pp. 395.