

# 버퍼의 넓이가 다른 스너버의 수치해석 비교 The CFD Analysis Comparison of Several Snubbers with different Buffer Width

이경환 · 심규진 · 이용훈 · 정한식 · 정효민

G. H. Lee, K. J. Shim, Y. H. Lee, H. S. Chung and H. M. Jeong

**Key Words** : Hydrogen Gas(수소가스), Reciprocating Compressor(왕복동식 압축기), Pulsation Pressure(맥동압), Fluctuation(변동), Snubber(스너버), Buffer(버퍼)

**Abstract** : Pulsation is an inherent phenomenon in reciprocating compressors. It interacts with piping to cause vibrations and performance problems. Indiscriminately connecting to a compressor can be dangerous and cost money in the form of broken equipment and piping, poor performance, inaccurate metering, unwanted vibration, and sometimes noise. Piping connected to a compressor can materially affect the performance and response. To minimize these detrimental effects, reciprocating compressor system should be equipped by pulsation suppression system. The system usually comprises bottle volume, called snubber. Snubber is one of the most important parts in hydrogen compressing system. It has installed reciprocating hydrogen compressor. One of these components is snubber which has function to reduce pulsation waveform and to remove the impurities in the hydrogen gas. A snubber has an inclined plate as a buffer, which is installed inside snubber. When the pressure loss and the pulsation of pressure within a snubber is minimized, the snubber could get more applicability. Therefore, a study to find an optimum geometric size on a several snubbers which have different buffer width, has been conducted using a numerical analysis.

## 기호 설명

- $D_b$  : 버퍼의 직경
- $H_b$  : 버퍼의 높이
- CFD : 전산유체역학
- UD : 풍상차분법

## 1. 서 론

수소에너지는 장차 국가적으로 에너지자원의 대외 의존도를 낮추고 에너지 안보 및 에너지 경제 체제를 확보함과 동시에 교토의정서 발효에 의한 대기오염(SOx, NOx) 및 온실가스를 획기적으로 저감시킬 수 있는 대체에너지로서 범국가적으로 추진하

고 있다.

수소에너지 인프라 시스템 구축의 일환으로 자동차용 에너지 발생장치인 연료전지에 수소공급과 자동차 충전용 수소스테이션의 핵심기기인 고압용(35MPa급) 수소압축기를 개발하여 수송에너지에 의한 대기환경 문제를 현저히 줄일 수 있을 것이며, 수소경제 활성화에 적극기여 할 수 있는 막대한 잠재력을 가진 기술이다.

수소·연료전지 자동차의 시장은 2005~2010년 동안 전 세계적으로 5~10만대 정도가 보급되고 2030년대에는 매년 5,000만대가 생산되어 세계 수요의 10%를 차지할 것으로 전망하고 있다.<sup>1-2)</sup>

수소에너지 인프라 시스템 구축의 일환으로 자동차용 에너지 발생장치인 연료전지에 수소공급과 자동차 충전용 수소스테이션의 핵심기기인 고압용(75MPa급) 수소압축기를 개발하여 수송에너지에 의한 대기환경 문제를 현저히 줄일 수 있을 것이며, 수소경제 활성화에 적극기여 할 수 있는 막대한 잠재력을 가진 기술이다. 현재 수소가스는 반도체 제

접수일 : 2007년 7월 23, 채택확정 : 2007년 9월 27일

정한식(책임저자) : 경상대학교 정밀기계공학과, 해양산업연구소

E-mail : hschung@gnu.ac.kr, Tel : 055-646-4766

이경환, 심규진, 이용훈 : 경상대학교 대학원 정밀기계공학과  
정효민 : 경상대학교 대학원 정밀기계공학과, 해양산업연구소

조 공정, 금속열처리의 환원성분위기 가스, 광섬유 제조 공정, 전자·전기공업, 유리공업, 로켓 연료, 유지첨가등 국내 산업 전반에 걸쳐 사용 중이며 수소 연료전지 자동차 개발과 함께 수요도 함께 증가할 것이다.<sup>3-4)</sup>

보편적으로 수소압축기는 왕복동식 2단 압축형태이며 압축기 전후에 각각 2기씩 4개의 스너버(snubber)가 필요하다. 스너버의 역할은 내부의 입출구를 가로지르는 버퍼(buffer)가 설치되어 압축기를 지난 맥동의 성질을 가진 수소가스의 맥동 완화 및 수소가스에 포함되어있는 이물질 제거한다.<sup>5)</sup>

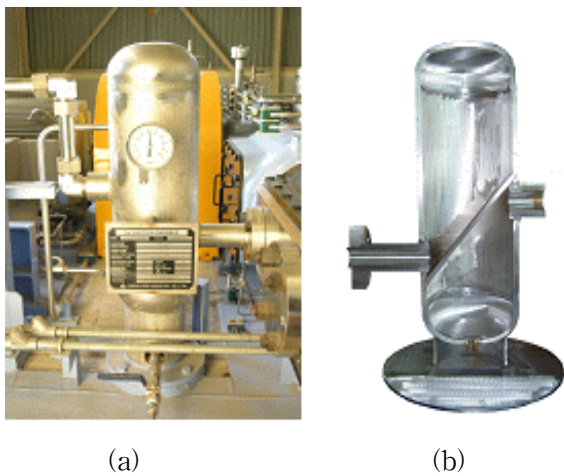


Fig. 1 (a) Configuration of snubber  
(b) Cutting model

위 Fig. 1은 국내에 실제 운용중인 20MPa 수소압축기에 설치된 스너버와 절단면의 사진이다. 스너버 내부에 설치된 버퍼는 사진 (b)의 좌측 inlet 상부와 우측 outlet 하부에 걸쳐 설치되어있다. inlet로부터 유입된 고압의 수소가스는 버퍼로 인하여 복잡한 스너버 내부 유동형상을 갖게 된다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치

수치해석 검증을 위한 스너버 관로의 압력을 측정은 아래 Fig. 2와 같이 실험장치를 구성하였다. 스너버의 크기는 현재 국내에서 운용중인 스너버의 1/2로 축소하여 제작하였다. 스너버의 직경은 100mm이고 높이는 35mm이다. 출입구 관로의 직경은 10mm로 동일하게 제작하였다. 스너버 출입구

관로부터 100mm, 250mm, 480mm와 실린더헤더에 총7 지점의 정압을 측정할 수 있는 압력센서를 설치하였다. 2개의 압력센스를 사용하여 동시에 2개의 포인트 측정점의 압력을 측정하였고 로터리엔코더에 의해 1°에 해당하는 크랭크 각도에 따라서 1회전, 즉 흡입압축 1회 왕복 운동시 360개 데이터를 수집하였다. 맥동압 발생원으로 2.5kw의 공기압축기를 사용하였다.

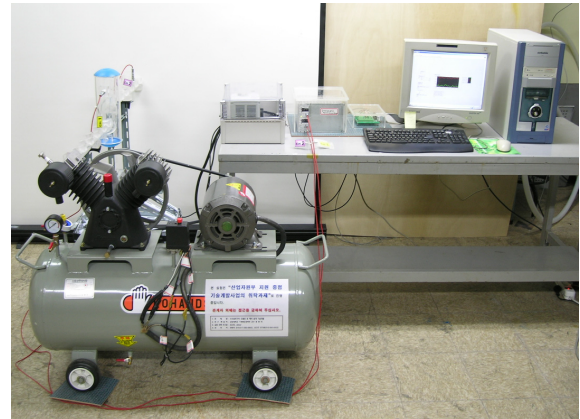


Fig. 2 Apparatus of experimental system

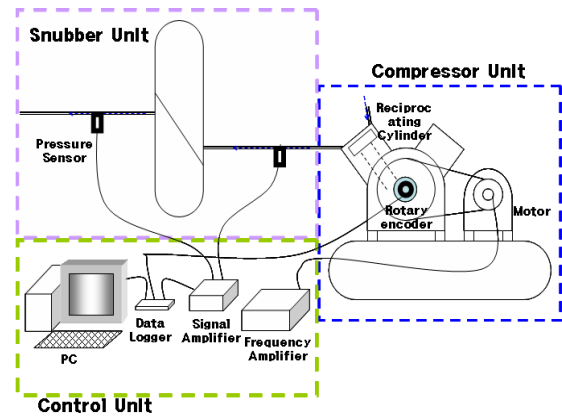


Fig. 3 Scheme experimental setup

### 2.2 실험방법

- ① Frequency amplifier에서 Hz를 조절하여 모터를 구동시킨다.
- ② 모터와 풀리로 연결된 압축기는 주파수증폭기에 조절된 회전수로 정격 회전하게 된다.
- ③ 왕복동압축기의 피스톤에 의해 흡입 압축 왕복 운동이 맥동압을 생성시킨다. 그와 동시에 로터리엔코더는 피스톤 왕복운동에 따른 크랭크 각도 데이터를 측정하여 데이터로그에 기록한다.

- ④ 압축기의 출구는 snubber unit의 입구와 연결되어 맥동압이 전달되어 스너버 몸체를 지나 대기로 방출된다.
- ⑤ Signal amplifier에서는 압력센서에서 측정되진 압력 데이터를 데이터로그에 전송한다.
- ⑥ Signal amplifier와 로터리엔코더로부터 얻어진 데이터는 PC에 최종 압력정보를 저장한다.

### 3. 스너버 압력측정 결과

#### 3.1 맥동압 측정

수치해석 검증을 위한 스너버 모델의 치수를 Table 1에 나타내었다. 본 모델은 실제 운용중인 수소 압축기 스너버의 1/2 축소 모델이다. Fig. 4는 스너버 출입구 관로의 압력 측정 위치를 나타내고 있다. cylinder head 를 포함하여 총 7 지점을 측정하였다. 출입구 파이프의 길이는 500 mm로 동일하며 압력센서의 위치는 스너버 출입구 관로부터 각각 100 mm, 250 mm, 480 mm 이다.

Table 1 Specific data of the snubber

Parameters	Values	Units
Snubber diameter	100	mm
Snubber height	350	mm
Inlet pipe diameter	10	mm
Outlet pipe diameter	10	mm
Buffer angle	52	°
Buffer width	75	mm
Buffer edge position form bottom(inlet pipe part)	200	mm
Buffer edge position form bottom(outlet pipe part)	70	mm
Inlet pipe length	500	mm
Outlet pipe length	500	mm
Inlet pipe position form bottom	115	mm
Outlet pipe position form bottom	170	mm

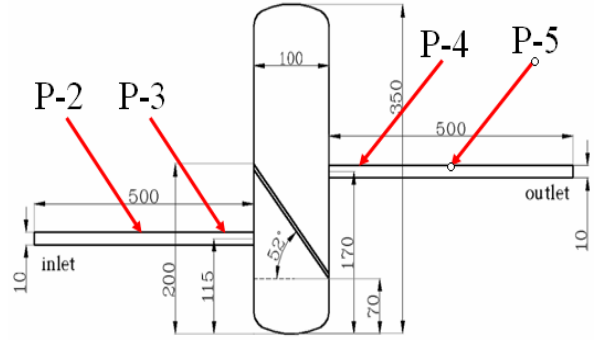


Fig. 4 Pressure sensing position

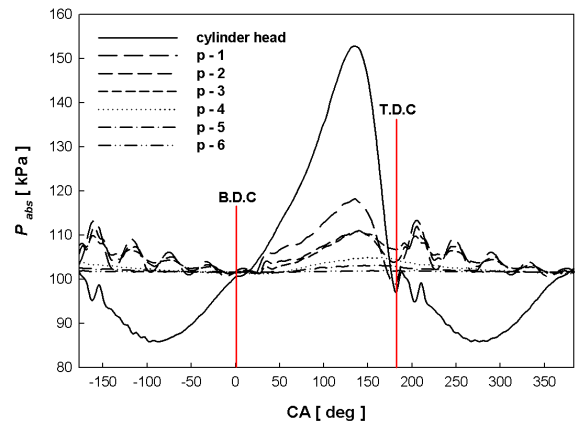


Fig. 5 Pressure fluctuation through snubber for motor frequency at 60 Hz

Fig. 5는 모터의 회전주파수 60 Hz에서의 압력 측정 위치별 압력 분포도를 나타내고 있다. 크랭크 각도가 142° 일때 최고 압력분포를 보이고 있다. 본 연구에서는 적정버퍼의 넓이를 구하기 위한 수치해석을 하기 위함이므로 수치해석의 입구 경계조건이 될 Fig. 5의 센서 P-3지점에서의 압력값을 사용하였다.

### 4. 스너버 수치해석 방법

#### 4.1 수치기법

수치해석 기법으로 지배방정식의 대류항 차분도식은 Up-Wind Scheme(풍상차분법, 상류도식법)을 사용하였으며, 본 연구에는 범용 열유체해석 프로그램인 STAR-CD를 사용하여 계산을 수행하였다.

해석결과를 취득하기 위한 수치해석의 환경은 매 time step시 종속변수들의 수렴판정은 잔차값이  $10^{-4}$ 이하에 도달하면 수렴한 것으로 간주하고 다

음 time step으로 넘어가게 된다.

#### 4.2 지배방정식 및 경계조건

연속의 식

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho W)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

x-방향 운동량 방정식

$$\frac{\partial(\rho U)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho UV)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho UW)}{\partial z} \quad (2)$$

$$- \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu_{eff} \frac{\partial U}{\partial x} \right) - \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_{eff} \frac{\partial U}{\partial y} \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu_{eff} \frac{\partial U}{\partial z} \right)$$

$$= - \frac{\partial P}{\partial x} + S^U$$

y-방향 운동량 방정식

$$\frac{\partial(\rho V)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho UV)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V^2)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho VW)}{\partial z} \quad (3)$$

$$- \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu_{eff} \frac{\partial V}{\partial x} \right) - \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_{eff} \frac{\partial V}{\partial y} \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu_{eff} \frac{\partial V}{\partial z} \right)$$

$$= - \frac{\partial P}{\partial y} + S^V$$

z-방향 운동량 방정식

$$\frac{\partial(\rho W)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho UW)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho VW)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho W^2)}{\partial z} \quad (4)$$

$$- \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu_{eff} \frac{\partial W}{\partial x} \right) - \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu_{eff} \frac{\partial W}{\partial y} \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left( \mu_{eff} \frac{\partial W}{\partial z} \right)$$

$$= - \frac{\partial P}{\partial z} + S^W$$

난류운동에너지 k방정식

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho Uk)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho Vk)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho Wk)}{\partial z} \quad (5)$$

$$- \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \left( \frac{\mu_t}{\sigma_k} + \mu \right) \frac{\partial k}{\partial x} \right\} - \frac{\partial}{\partial y} \left\{ \left( \frac{\mu_t}{\sigma_k} + \mu \right) \frac{\partial k}{\partial y} \right\}$$

$$- \frac{\partial}{\partial z} \left\{ \left( \frac{\mu_t}{\sigma_k} + \mu \right) \frac{\partial k}{\partial z} \right\}$$

$$= G_k - \rho \epsilon$$

난류소산  $\epsilon$  방정식

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U \epsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V \epsilon)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho W \epsilon)}{\partial z}$$

$$- \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} + \mu \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x} \right\} - \frac{\partial}{\partial y} \left\{ \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} + \mu \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial y} \right\}$$

$$- \frac{\partial}{\partial z} \left\{ \left( \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} + \mu \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial z} \right\}$$

$$= C_1 \frac{\epsilon}{k} G_k - C_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k}$$

$$G_k = \mu_t \cdot \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 \right]$$

스너버의 출입구 관로 스너버 내부를 흐르는 유동을 3차원 비정상상태의 난류유동으로 가정하였으며, 스너버 출입구 관로 및 스너버 내부에서의 압력을 계산하기 위해서 사용된 지배방정식은 연속 방정식과 운동량 방정식이 사용되었으며, 난류모델은 이미 공학적으로 타당성을 검증 받은 표준 k-Epsilon 모델(k-Epsilon/High Reynolds Number)을 사용하였다. 열전달 문제는 고려하지 않았기 때문에 에너지 방정식을 계산하지 않았다. 그리고 스너버 압력측정 실험에서 취득한 맥동압력 파형은 압축기의 1cycle에 해당하는 크랭크 각도 360° 구간의 데이터를 입구 경계조건으로 하였다.

#### 4.3 수치해석 과정

버퍼의 넓이가 다른 스너버 모델을 만들기 위해 먼저  $D_b/H_b$  가 0.65, 0.70, 0.75인 모델을 CATIA V5를 이용해서 surface를 생성 후 격자의 생성은 격자 생성 전용 프로그램인 PRO-am을 사용하였다. 계산 시간의 단축을 위해 스너버 내부의 격자는 크게 만들었고 버퍼와 내벽은 내부유동 흐름을 감안하여 조밀한 격자를 생성하여서 해석전용 툴인 STAR-CD를 이용해 계산을 수행하였다.

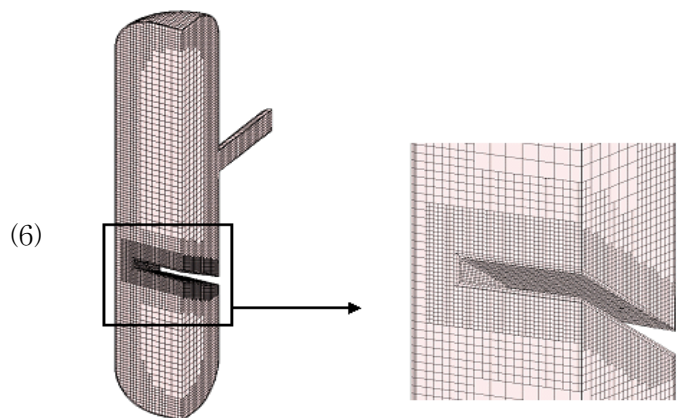


Fig. 6 Grid systems of the models

4.4 수치해석 결과

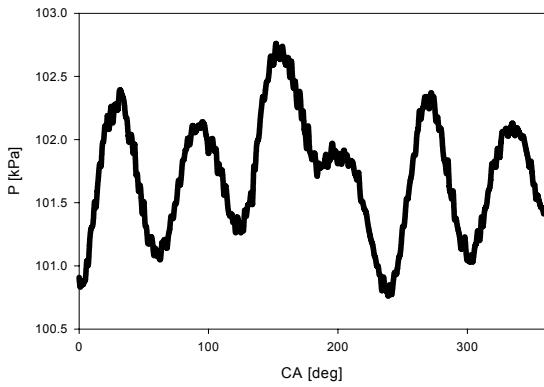


Fig. 7 Inlet pressure of the snubber with buffer at  $D_b/H_b=0.65$

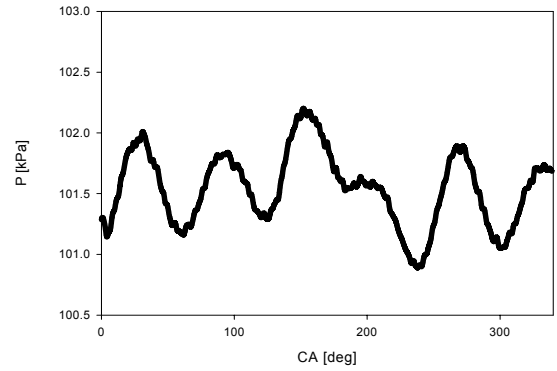


Fig. 10 Outlet pressure of the snubber with buffer at  $D_b/H_b=0.70$

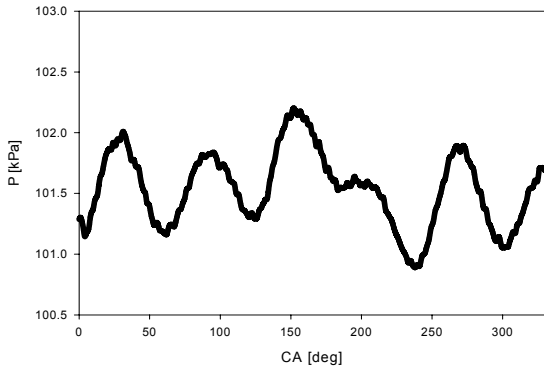


Fig. 8 Outlet pressure of the snubber with buffer at  $D_b/H_b=0.65$

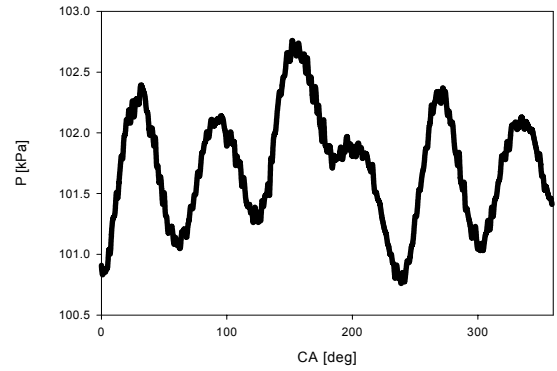


Fig. 11 Inlet pressure of the snubber with buffer at  $D_b/H_b=0.75$

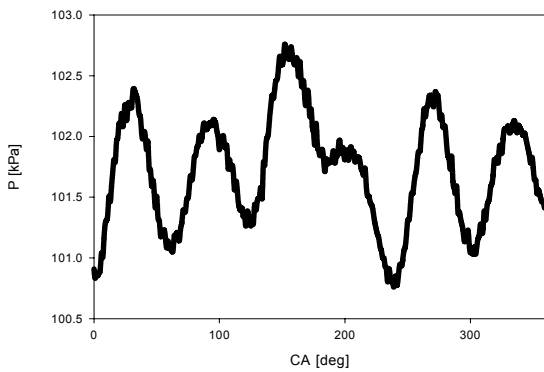


Fig. 9 Inlet pressure of the snubber with buffer at  $D_b/H_b=0.70$

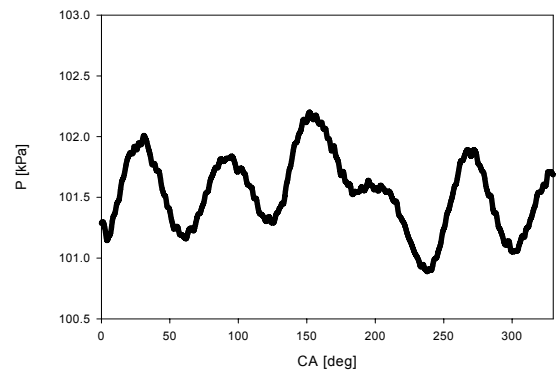


Fig. 12 Outlet pressure of the snubber with buffer at  $D_b/H_b=0.75$

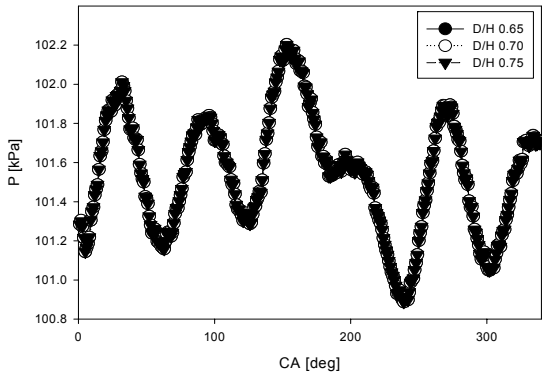


Fig. 13 Outlet pressure of all models

수치해석 결과 스너버를 통과하기 전 입구측의 맥동형의 압력이 버퍼를 지나고 난후 현저히 낮아진 것을 확인 할 수 있었다. 그리고  $D_b/H_b$  가 0.65, 0.70, 0.75인 각각의 모델의 출구측 압력을 비교한 결과 거의 비슷한 압력값을 가진다고 볼 수 있겠다. 그러므로 최소한의 압력손실과 원활한 유동을 위해  $D_b/H_b$  가 0.65인 모델이 적합하다고 판단된다.

#### 4. 결 론

CFD 수치해석틀을 이용하여 실험장치와 동일한 스너버의 형상으로 시뮬레이션 한 결과 스너버 내부의 유동의 흐름과 압력이 많이 받는 부분등을 눈으로 확인하였고, 적정한 버퍼의 넓이는 스너버의 맥동감소에 영향이 적다는 것을 알 수 있었다.

수소압축기에서 유입된 맥동파형을 가진 수소가스의 맥동저감을 위해서는 버퍼(buffer)뿐만 아니라 스너버 출입구 유로의 위치와 스너버의 크기에 따른 보다 많은 변수로 수치해석이 필요할 것이다.

#### 후 기

본 연구는 산업자원부 중점기술개발사업 및 지역 혁신인력양성사업과 2단계 BK21지원으로 이루어졌으며 이에 감사드립니다.

#### 참고 문헌

1. J. Man, 2003, “하이브리드자동차 기술동향(도요타하이브리드시스템-II를중심으로)”, KISTI, 기술동향분석보고서.
2. J. W. Kim, 2004, “수소에너지 국내의 정책 및 기술동향과 가스 산업의 역할“, The Gas Safety

Journal, Special Edition.

3. J. D. Kin, 2002, “수소에너지의 기술정책”, KISTI, 기술동향분석보고서.
4. J. S. Gwon, 2004, “LNG 냉열이용 수소액화 및 저장”, KARSE, 설비/공조 · 냉동 · 위생.
5. Akbar, W A., Shim, KJ and Yi CS., 2006, “Gas Pressure Fluctuation Characteristics inside Pipe Line Passing through a Snubber for Hydrogen Gas Compressor,” Proceeding of International Conference on Sustainable Energy Technologies, Vicenza, Italy.
6. Methodology Star CD Version 3.24, CD Adapco Group.