

맥동압을 가지는 챔버내의 압력변화에 관한 연구

이 중섭¹⁾ · 심규진^{*2)} · Wanda Ali Akbar²⁾ · 정한식³⁾ · 정효민³⁾

경상대학교 친환경냉열기술연구사업팀¹⁾ · 경상대학교 정밀기계공학과 대학원²⁾

경상대학교 기계항공공학부, 해양산업연구소³⁾

Study on the Pressure Variation in a Chamber Caused by Pulsation Pressure

Chungseub Yi¹⁾ · Kyujin Shim^{*2)} · Wanda Ali Akbar²⁾ · Hanshik Chung³⁾ · Hyomin Jeong³⁾

¹⁾Eco-Friendly Heat & Cold Energy Mechanical Research Team, Gyeongsang National University,
Gyeongnam 650-160, Korea

²⁾Department of Mechanical and Precision Engineering, Gyeongsang National University,
Gyeongnam 650-160, Korea

³⁾School of Mechanical and Aerospace Engineering, Gyeongsang National University,
Gyeongnam 650-160, Korea

(Received 7 December 2006 / Accepted 14 February 2007)

Abstract : Experimental results of pulsating pressure behavior inside a chamber have been confirmed by computational work. Inside-cylinder pressure shows unstable condition at low rpm. This is caused by plate-type suction valve. It has effect up to inlet of the chamber. But trembling phenomenon is reduced as the pressure is enlarged by increasing the rpm. Result comparison between experimental and numerical analysis shows pulsation reduction is affected by the chamber. We can confirm that compressible effect of the working flow is shown at chamber inlet by increasing rpm. On the other side, this effect is declined at chamber outlet by increasing rpm. It means outlet pressure is going on balance with atmosphere pressure. Buffer plate-type chamber has efficiency of pulsation flow reduction.

Key words : Buffer plate(완충격판), Pulsation pressure(맥동압), CFD(전산유체역학)

1. 서 론

현재 맥동압에 관한 연구는 전 세계적으로 활발히 이루어지고 있으며¹⁾, 특히 소음진동 분야에서 많은 연구결과들이 발표되고 있다. 정상류가 아닌 비정상 맥동류가 발생되는 장치는 내연기관과 왕복동식 압축기가 대표적일 것이다. 내연기관에서의 맥동압이 최종 배출되는 곳은 소음기부분이 될 것이며 이러한 소음기의 역할은 소음을 저감시켜주는 목적 이외에 소음기내부에서 맥동압을 적절히 저감시키므로 배압상승 요인 등을 제어하는 역할도 수

행한다.²⁾ 또한 대용량 왕복동식 2단압축기의 경우 1단축 출구와 2단축 입구 중간에 완충기를 설치하여 맥동압으로 인한 2단축 흡기효율을 높이는 스너버(snubber)라는 챔버가 사용된다.^{3,4)} 피스톤 타입 왕복동식 수소압축기의 경우 설치한 충격파 완충기에 대한 연구결과^{5,6)}에서 압축기를 지난 맥동의 성질을 가진 수소가스의 맥동완화 및 수소가스에 포함되어 있는 이물질을 제거하는 역할을 수행하고 내부에는 격판이 설치된 챔버에서 압축기를 통해 고압으로 압축된 수소가 챔버 내부에서 맥동압력이 감쇠되는 현상을 해석하기 위해 버퍼 유무에 따른 FFT 분석과 압력측정실험을 실시하였다.⁷⁾

*Corresponding author, E-mail: sgc6422@nate.com

L. E. Blodgett⁸⁾는 왕복동식 압축기에서 발생되는 저주파 협대역 맥동은 압력강하 밸브의 맥동과 비교에서 고주파 광대역 구성성분의 특징을 가진 다른 접근방식이 필요하며 고주파 맥동 문제에 있어서도 필터의 감쇠효과가 아닌 음향증폭의 다양한 형태를 파악하여 맥동감쇠 시스템의 이론적 실제적 디자인의 제안하였다.

M. A. Movahed⁹⁾는 다양한 각도의 분지배관에서 압력파형의 감쇠에 대한 연구에서 핵 발전시설이나 화학설비의 파이프 시스템에서 고압의 맥동파형은 고부하를 발생시키고 예기치 않은 현상을 종종 유발하며 이와 같은 현상은 압력이 다른 배관 시스템에서 예기치 않은 압력이 동시에 발생할 때 급격한 변화로 관찰되는데 이를 비대칭적인 분배 채널의 배관구조를 간단한 모델로 충격파장의 감쇄를 fluid-in-cell 방식을 바탕으로 2차원 비정상상태 해석을 수행하였다.

Sun¹⁰⁾은 다단 압축기의 병렬운전을 위한 파이프 시스템 조합의 최적화 배열에 있어서 음향파 이론과 변이요소 방법을 기본으로 한 프로그램 사용하였다. 가스의 맥동압을 분석하여 압축기와 가스 메니폴더, 추가적인 장치들에 대하여 시스템 최적화를 위한 연구를 하였다. 또한 Kim 등^{11,12)}은 소음기가 장착된 실제 차량을 실험 대상으로 선정하여 정상상태의 소음기내 유동현상과 맥동파 형태의 배기ガ스 유입에 따른 비정상상태의 유동특성을 전산 유체역학 코드인 STAR-CD를 사용하여 소음기내의 유동현상을 가시화 하였다. 또한 정상상태와 비정상상태의 소음기 내 3차원 유동현상을 파악하여 소음기내의 압력손실이 해석과 실험이 6% 이내로 잘 일치함을 보여주었다.

본 연구는 맥동압을 가지는 챔버내의 유동압력 분포만 국한하여 압력저감 및 맥동저감에 초점을 맞추어 확인하였다. 수치해석을 통해 실험과 비교함으로써 유동적인 측면에서 수치해석 기법을 검증하는데 그 목적이 있으며, 추후 수소압축기 스너버 개발시 유체거동에 많은 영향을 미치는 완충격판의 최적형상에 대한 변수 설정시 CFD만을 통한 케이스 스터디를 수행하기 위한 기초 자료를 확보하는데 그 목적이 있다.

2. 실험방법 및 장치

2.1 실험방법

챔버내의 압력변화를 측정하기 위해 Fig. 1과 같은 실험장치를 구성하였으며, 챔버의 직경은 100 mm이고 높이는 350 mm이다. 출입구 관로의 직경은 10 mm로 동일하게 제작하였다. 스너버 출입구 관로로부터 10 mm, 20 mm, 40 mm와 실린더헤더에 총 7 지점의 정압을 측정할 수 있는 압력센서를 설치하였다. 2개의 압력센스를 사용하여 동시에 2개의 포인트 측정 점의 압력을 측정하였고 로터리엔코더에 의해 1°에 해당하는 크랭크 각도에 따라서 1회전, 즉 흡입압축 1회 왕복 운동시 360개 데이터를 수집하였다. 맥동압 발생원으로 2.5 kW의 공기압축기를 사용하였다.

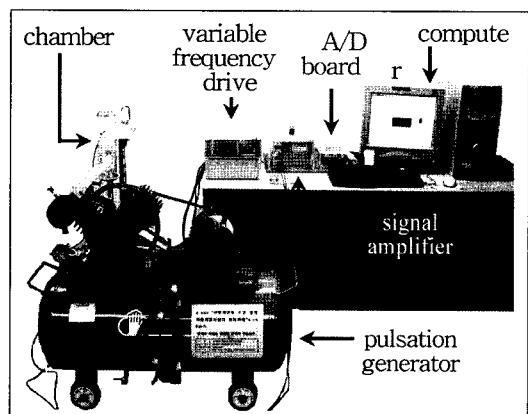
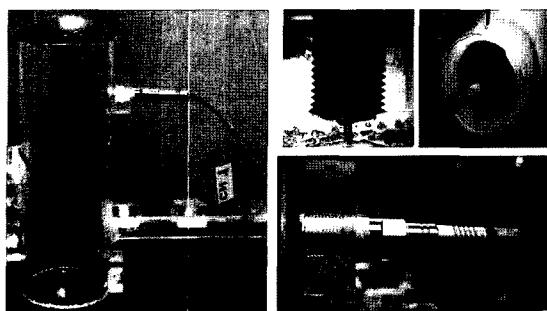


Fig. 1 Apparatus of experimental system

2.2 실험장치

Table 1은 본 실험에 사용된 실험장비의 제원을 나타내고 있다. 2개의 압력센서를 사용하여 동시에 측정하고자 하는 지점의 데이터를 얻었으며, 증폭기로 측정된 압력센서에 의해 얻어진 데이터를 취득하였다. BNC 케이블을 사용하여 압력센서와 증폭기를 연결하였고, 가변주파수구동기로 모터의 회전속도를 조절하였으며 로터리 엔코더는 크랭크 회전각도 1°에 해당하는 정보를 데이터로그에 전송된다. A/D board에서는 로터리 엔코더와 증폭기에서 수집된 데이터를 PC로 전송시킨다. 최종 얻어진 데이터는 Lab-view 6.1 Software에서 처리하였으며,

Transactions of the Korean Society of Automotive Engineers, Vol. 15, No. 4, 2007 133



(a) Chamber

(b) Pressure sensor

Fig. 2 Experimental chamber model and institution of pressure sensor

Table 1 Experiment instruments for present experiment

Device	Type	Manufacture
Pressure sensor	4045A	Kistler Ins., Corp.
Amplifier	3738	Kistler Ins., Corp.
BNC cables	4761A	Kistler Ins., Corp.
Rotary encoder	E6C2-CWZ3E	Omron Corp.
A/D board	PCI 6013	National Instruments Corp.
Variable frequency drive	iG5	LG
Software	Lab-veiw 6.1	National Instruments Corp.

Table 2 Specification of air compressor

Model	KC-625N	Working pressure	6~8.5 Kg/cm ²
Tank volume	125 ℥	Cylinder volume	370cc
Power	3Hp(2.2kW) 1Φ / 4P / 220V	Displacement	319 /min
Motor R.P.M	1789	Charging time	125 ℥ / 240s
Type & Pulley dia.	A1 & 300mm	Weight	99kg
Moter pulley dia.	6 inch	L*W*H	1100*465*767mm
Pump R.P.M	770	Manufacture	KOHANDS Corp.

이러한 과정을 통해 데이터를 취득하게 된다. Table 2는 수소압축기의 압축기 역할을 하는 공기압축기의 제원이다. 1 cycle 이 흡입, 압축을 완료하는 공기 압축기로서 3상 유도진동기가 동력원이며 풀리로 압축기 축과 연결되어 2개의 피스톤이 공기를 다단 압축한다.

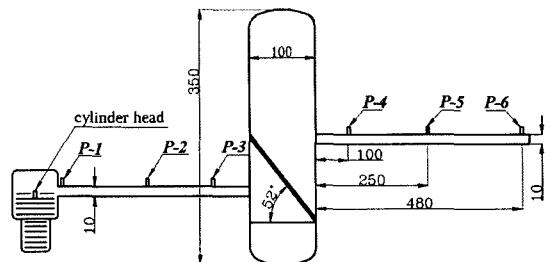


Fig. 3 Pressure sensing positions

Fig. 4는 모터의 회전 주파수가 20, 40, 60 Hz에서의 실린더헤더와 P-1~P-6 지점의 압력 분포도를 나타내고 있다. 피스톤의 회전수가 증가할수록 모든 압력 측정지점의 압력이 증가하는 것을 볼 수 있다. 20 Hz에서 실린더 헤드의 압력분포는 피스톤의 하사점과 상사점사이 즉, 압축행정시를 제외한 전 구간에서 압력의 떨림 현상을 볼 수 있는데 이는 피스톤이 저속으로 운전할 시에 나타내는 현상으로 흡배기 밸브 내부에 설치되어있는 흡입과 배출을 조절하는 관형 스프링의 동작에 의해 유발되는 것으로 저속에서 압력파의 운동에너지가 작고 따라서 압축파와 반사파의 상호간섭이 심해지기 때문이다. 40과 60 Hz에서는 실린더헤더에서의 나타나는 압력의 불안정성이 감쇠되는 반면 흡배기 밸브의 형상과 배기구의 유로형상으로 인하여 P-1~P-6 지점에서 압력이 불안전하게 나타났다. 40 Hz에서는 크랭크 앵글각도 210~250° 구간에서 불안정한 분포를 보이고 있는데 이는 T.D.C 이후 피스톤이 하강하면서 흡기밸브의 개방과 배기밸브의 닫힘에서 유발되는 것으로 사료된다. 또한 챔버로 연결된 관로의 압력분포에도 영향을 끼치는 것으로 보이며 60 Hz에서 상사점 이후의 행정에서 더 크게 전이 되는 것을 볼 수 있다.

Fig. 5는 실린더 헤드를 제외한 챔버내 압력측정 위치인 P-1~P-6의 최고압력 분포를 모터 주파수에 따라 비교하였다. 회전수가 증가할수록 실린더에서 챔버 입구인 P-3까지의 압력은 크게 증가되는 것을 확인할 수 있었다. 이는 대기압이 상대적으로 실린더 내부 압력보다 낮기 때문에 압력강하가 크게 발생된 것으로 판단된다. 또한 챔버 출구를 지나면서 다소 큰 기울기로 압력이 떨어지는 것을 확인할 수 있었다.

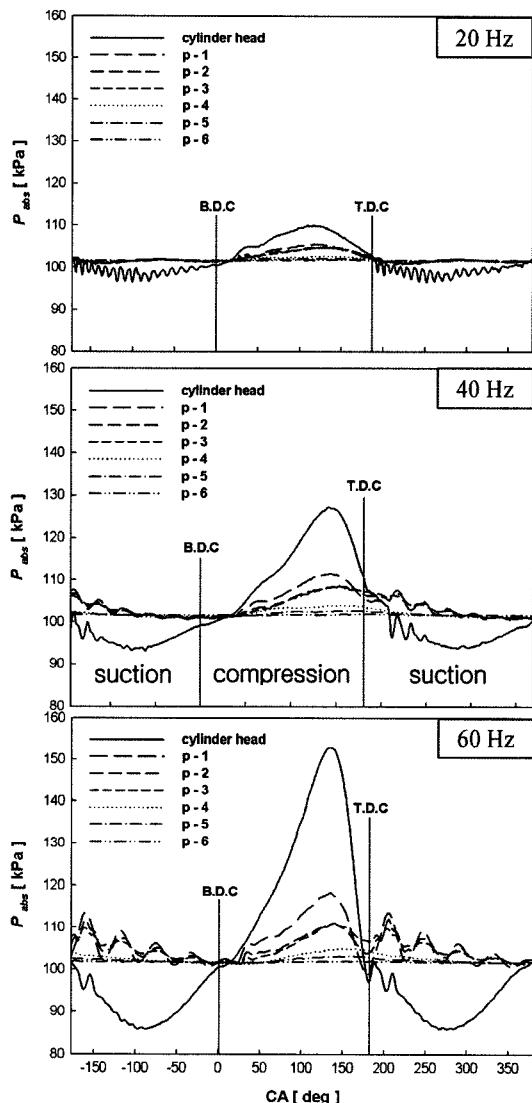


Fig. 4 Pressure fluctuation through chamber for various motor frequency

3. 수치해석방법

본 연구에서는 챔버내의 출입구 관로, 챔버 내부를 흐르는 유동을 범용 CFD 코드인 STAR-CD Ver.3.24를 사용하였으며, 밀도항은 압축성을 고려하여 이상기체로 설정하였다. 또한 맥동압을 계산하기 위해 PISO 알고리즘을 사용하여 완전음해법으로 비정상상태를 계산하였다. 출입구 관로 및 챔버 내부에서의 압력을 계산하기 위해서 사용된 지배방정식은 연속 방정식과 운동량 방정식이 사용되

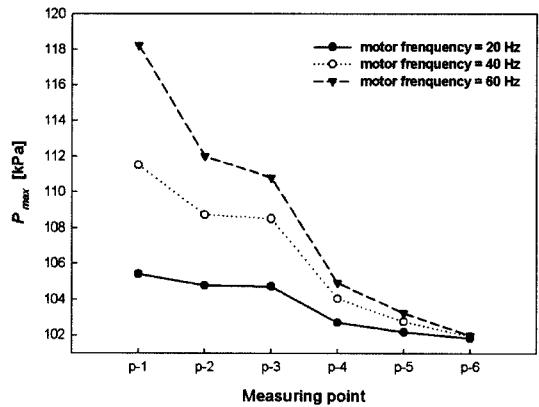


Fig. 5 Maximum pressure comparison through chamber for various motor frequency

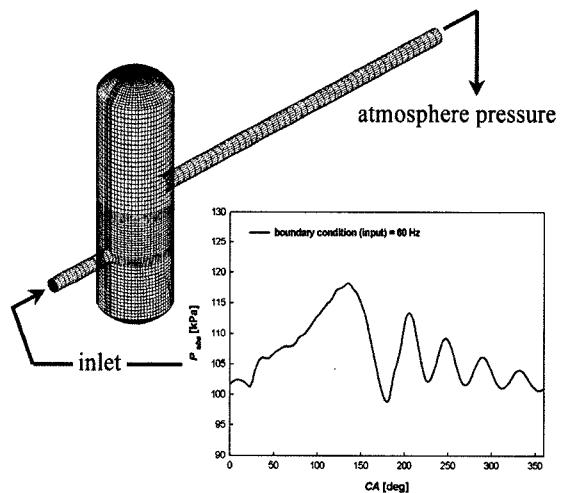


Fig. 6 Calculation mesh and inlet boundary condition data

었으며, 난류모델은 이미 공학적으로 타당성을 검증 받은 표준 $\kappa-\varepsilon$ 모델을 사용하였다. 또한 지배방정식의 대류항 차분은 2차 정확도를 가지는 MARS 기법을 사용하였으며, 매 time step시 종속변수들의 수렴판정은 잔차값이 10^{-3} 이하에 도달하면 수렴한 것으로 간주하였다.

Fig. 6은 계산에 사용된 격자와 경계조건을 나타내고 있다. 맥동압을 계산하기 위해 입구조건은 압력조건으로 크랭크각도 변화에 대한 압력값을 실험에 의해 취득된 압력값을 서브루틴을 작성하여 시간에 대한 압력값이 설정되도록 하였다. 반면 출구의 경우 대기압이 모든 면에서 일정하게 작용하는 것을 방지하였다.

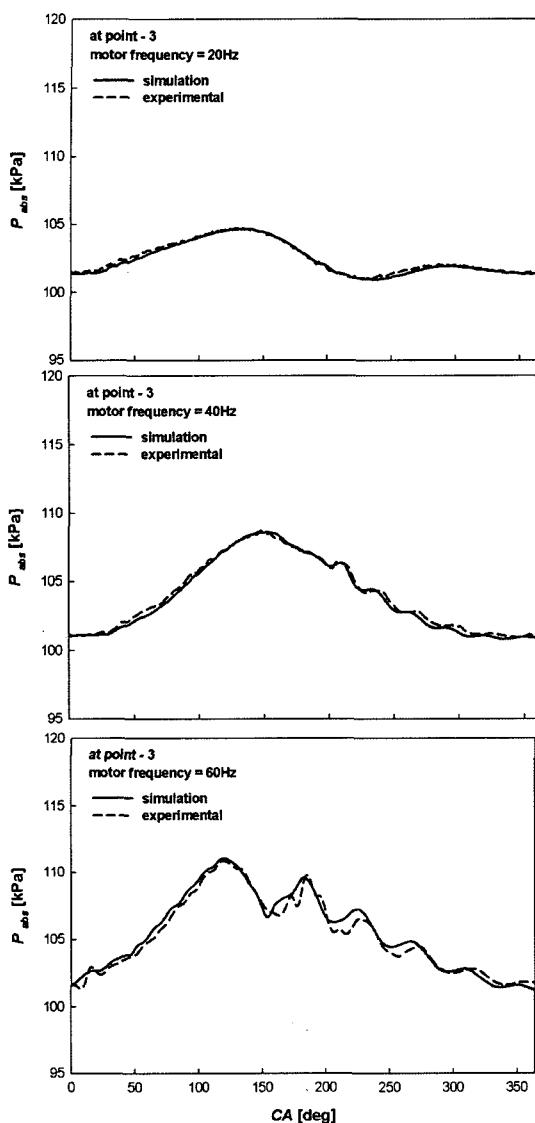


Fig. 7 Pressure comparison of experimental and numerical simulation for various frequency at point-3

Fig. 7과 Fig. 8은 압력센서 츄득위치 P-3과 P-4에서 모터회전수 20~60 Hz 부분의 압력에 대한 실험과 수치해석 결과를 비교하였다. 정성적인 측면에서 관찰할 경우 실험에 대한 수치해석 결과는 잘 일치하고 있음을 확인할 수 있었다. 챔버 입구부분인 P-3의 경우 회전수가 증가함에 따라 실험과 수치해석결과에서 크랭크각도 150° 이후 실험에서 위상차가 약 3도 지연되는 현상이 나타났다. 이는 회전수 증가에 따른 자동유체의 압축이 보다 크게 발생하

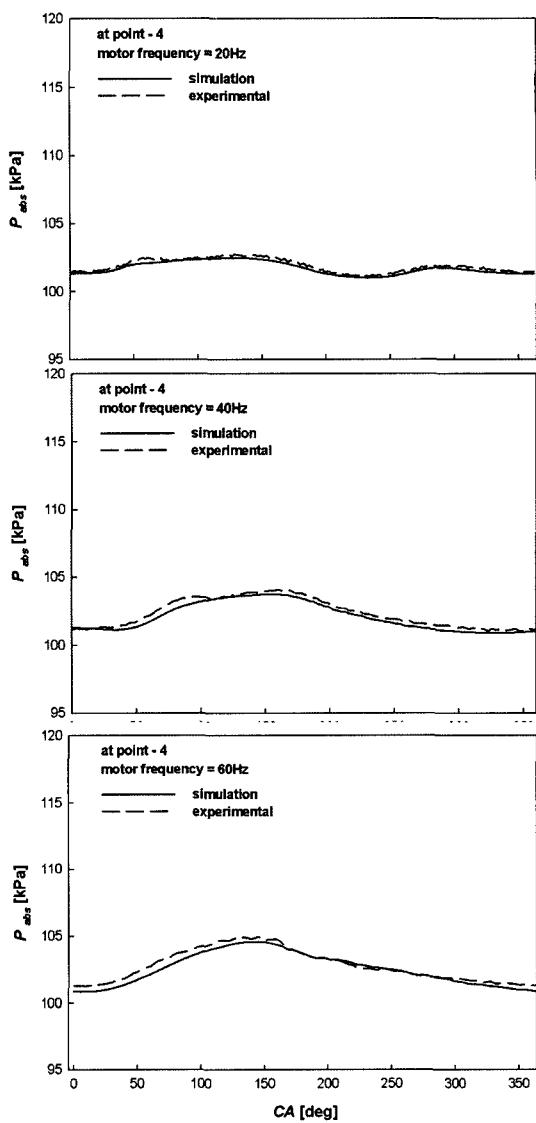


Fig. 8 Pressure comparison of experimental and numerical simulation for various frequency at point-4

Table 3 Mean pressure comparison between experimental and CFD Results

Sensing position	Mean pressure value [kPa]					
	20Hz		40Hz		60Hz	
	Exp.	CFD	Exp.	CFD	Exp.	CFD
P-2	102.50	102.47	103.78	103.83	105.41	105.98
P-3	102.47	102.38	103.74	103.61	105.36	105.49
P-4	101.87	101.69	102.24	101.99	102.80	102.55
P-5	101.76	101.51	101.91	101.66	102.18	101.96

Table 4 Maximum difference pressure between experimental and CFD Results

Sensing position	Pressure value [kPa]		
	20Hz	40Hz	60Hz
P-2	1.55	2.67	3.78
P-3	1.12	1.62	2.81
P-4	1.18	2.02	2.31
P-5.	1.35	1.66	1.88

Table 5 Tolerance between experimental and CFD Results

Sensing position	Pressure value [kPa]		
	20Hz	40Hz	60Hz
P-2	1.52	2.59	3.60
P-3	1.09	1.57	2.67
P-4	1.16	1.98	2.26
P-5	1.33	1.64	1.86

고 이로 인한 온도변화가 발생하여 밀도에 영향을 끼쳤기 때문으로 판단된다. 본 연구에서는 에너지 방정식은 계산하지 않았기 때문에 실험과 수치해석 상의 오차가 발생한 것으로 사료된다. Table 3은 압력측정지점에서 획득한 평균압력의 실험과 수치해석을 비교한 표이다. 1 cycle의 동안의 압력을 평균한 값으로 실험결과 값과 수치해석 값의 차이가 미미하다는 것을 알 수 있다. 최고 0.57, 최저 0.03 kPa의 편차를 보이고 있다.

Table 4는 실험과 수치해석결과에서 최고 압력차가 큰 지점의 압력을 나타내고 있다. 60 Hz의 P-2지점에서 압력차가 3.78 kPa로 가장 크게 나타나고 있으며 20 Hz의 P-3에서 1.12 kPa로 가장 작은 압력차를 보이고 있다. 이는 Table 5의 실험과 수치해석의 오차 값에서도 같은 지점의 오차정도를 확인할 수 있다. 최고오차 3.6%, 최저오차 1.09%로 4% 미만의 실험과 수치해석 오차를 확인할 수 있었다. 챔버내의 맥동압력 변화에 대한 비정상상태 수치해석 방법은 이러한 일련의 검증과정을 통해 타당성은 충분히 확보되었다고 판단되며, 추후 수소압축기 스너버 개발에 대한 수치기법에 대한 노하우를 획득한 것으로 판단된다.

4. 결 론

맥동압이 유입되는 챔버내에서의 압력변화에 대

한 거동을 실험을 통해 확인한 결과 회전수가 낮을 경우 흡기 행정시 실린더 내부 압력은 기계식 판형 흡기밸브의 특성으로 인해 불규칙하게 유입됨을 알 수 있었다. 챔버 입구인 P-3까지 영향을 받고 있었다. 그러나 회전수의 증가 따른 압력상승으로 멀림 현상은 감소함을 알 수 있었다. 실험과 수치해석을 비교한 결과의 경우 챔버의 영향으로 인해 맥동이 감쇠되는 경향을 보였고, 회전수가 증가함에 따라 챔버 입구에서 작동유체의 압축성 효과가 확실히 나타남을 확인할 수 있었다. 반면 챔버 출구에서는 이러한 효과가 사라져 대기압과 균형을 맞추려는 것을 알 수 있었다. 따라서 맥동류가 발생되는 곳에 이를 제거 또는 저감시키기 위해서 완충판이 삽입된 챔버는 효과가 있는 것으로 나타났다.

후 기

본 연구는 산업자원부 중점기술개발사업(과제번호 10024348100200), 지역혁신인력양성사업(과제번호 275)과 2단계 BK21 지원으로 이루어졌으며 이에 감사드립니다.

References

- 1) S. A. Heever and I. E. Grossman, "A Strategy for the Integration of Production Planning and Reactive Scheduling in the Optimization of Hydrogen Supply Network," Journal of Computers and Chemical Engineering, Vol.27, pp.1831-1839, 2003.
- 2) J. T. Kim, Y. M. Kim, J. S. Maeng, M. S. Lyn and Y. K. Ku, "Numerical Analysis for Linear and Nonlinear Attenuation Characteristics of Exhaust Silencer Systems," Transactions of KSAE, Vol.4, No.4, pp.179-189, 1996.
- 3) V. V. Solovey, A. I. Ivanovsky and V. I. Kolosov, "Series of Metal Hydride High Pressure Hydrogen Compressors," Journal of Alloys and Compounds, Vol.231, pp.903-906, 1995.
- 4) Y. C. Ma and O. K. Min, "Pressure Calculation in a Compressor Cylinder by a Cylinder by a Modified New Helmholtz Modeling," Journal

- of Sound and Vibration, Vol.243, Issue 5, pp.775-796, 2001.
- 5) Z.-X. Xia and A.-P. Pan, "The Successful Elimination of Vibration in a Hydrogen Compressor Pipe System," International Journal of Pressure Vessels and Piping, Vol.41, Issue 1, pp.1-9, 1990.
- 6) L. E. Blodgett, "Theoretical and Practical Design of Pulsation Damping Systems," Flow Measurement and Instrumentation, Vol.3, Issue 3, pp.203-208, 1992.
- 7) K. J. Shim, C. S. Yi, Wanda Ali Akbar, H. S. Chung and H. M. Jeong, "A Study on Gas Pressure Fluctuation Characteristics inside Pipe Line Passing Through a Snubber at Hydrogen Compressor," Journal of KSPSE, Vol.10, No.4, pp.165-171, 2006.
- 8) L. E. Blodgett, "Theoretical and Practical Design of Pulsation Damping Systems," Flow Measurement and Instrumentation, Vol.3, Issue 3, pp.203-208, 1992.
- 9) M. A. Movahed, "Pressure Wave Damping in Branched Pipes with Arbitrary Angles," International Journal of Pressure Vessels and Piping, Vol.23, Issue 3, pp.215-225, 1986.
- 10) S. Sun, T.-R. Ren, Y.-M. Shi and T. S. Cui, "Optimum Disposition of Assembled Piping System for Parallel Operation of Multiple Compressors," International Journal of Pressure Vessels and Piping, Vol.68, Issue 2, pp.145-151, 1996.
- 11) M. Kim, W. Chung and I. Chyun, "A Study on the Flow Characteristics of Steady State and Pressure Variation inside the Muffler with the Inflow of Pulsating Exhaust Gas," Transactions of KSAE, Vol.7, No.8, pp.150-159, 1999.
- 12) M. Kim, W. Chung and I. Chyun, "A Study on the Flow Characteristics and Pressure Loss of a Muffler for the Variation of Volumetric Rate and Offset," Transactions of KSAE, Vol.8, No.4, pp.93-99, 2000.