

## 오일부 운전조건 변화에 따른 수소용 다이어프램 압축기의 성능에측에 대한 수치해석

박현우\*, 신영일\*, 이영준\*, 송주현\*\*, 장영준\*\*, 전충환\*\*<sup>†</sup>

\*부산대학교 기계공학부 대학원, \*\*부산대학교 기계공학부, 기계기술연구원

## A Numerical Analysis on a Dependence of Hydrogen Diaphragm Compressor Performance on Hydraulic Oil Conditions

HYUNWOO PARK\*, YOUNGIL SHIN\*, YOUNGJUN LEE\*, JUHUN SONG\*\*,  
YOUNGJUNE CHANG\*\*, CHUNGHWAN JEON\*\*<sup>†</sup>

\*Graduate School of Mechanical Engineering, Pusan National Univ.,  
Jangjeon-dong, Geumjeong-gu, Pusan 609-735, Korea

\*\*School of Mechanical Engineering, Pusan National Univ., RIMT, Pusan Clean Coal Center,  
Jangjeon-dong, Geumjeong-gu, Pusan 609-735, Korea

### ABSTRACT

The specific some types of compressors are appropriate for a use in hydrogen gas station. Metal diaphragm type of hydrogen compressor is one of them, which can satisfy the critical requirements of maintaining gas purity and producing high pressure over 850 bar. The objective of this study is to investigate an characteristics of compression through two-way Fluid-Structure-Interaction (FSI) analysis as bulk modulus and initial volume of oil independently varies. Deflection of diaphragm, oil density, gas and oil pressure were analyzed during a certain period of compression process. According to the analysis results, bulk modulus and initial volume remarkably affected deflection of diaphragm, oil density, gas and oil pressure. The highest gas pressure were attained with the highest bulk modulus of  $7e^9$  N/m<sup>2</sup> and the lowest initial oil volume of 80 cc.

**KEY WORDS** : Hydrogen compressor(수소압축기), FSI analysis(연성해석), Bulk modulus(체적탄성계수), Oil volume(오일체적)

### 1. 서 론

오늘날의 주요 에너지원은 석탄, 석유를 비롯한

탄화수소계의 연료이다. 이러한 화석연료의 과다한 사용으로 대기오염과 지구온난화는 점점 더 심각해지고 있다. 특히 수송 분야에서는 에너지원으로서 대부분 석유에 의존하고 있다. 전체 석유소비량의 절반 이상을 수송 분야에서 소모하고 있으며 앞으로 계속 증가할 전망이다. 선진국에서 점차 강화

<sup>†</sup>Corresponding author : chjeon@pusan.ac.kr

[ 접수일 : 2009.9.16 수정일 : 2009.10.21 게재확정일 : 2009.12.15 ]

되어가는 환경규제와 높아져가는 석유 가격으로 인해 대체연료를 이용한 친환경 자동차에 대한 연구의 필요성이 대두되고 있다. 그중 가장 대표적인 것이 수소를 이용한 기술이다. 수십 년 전부터 수송용 연료로 수소를 사용하는 것에 대해 연구되어 왔으며, 최근의 정세에 맞추어 활발한 연구가 진행되고 있다. 수소는 탄소를 포함하지 않아 연료로 사용할 경우 배출물이 물 뿐인 청정연료로서, 향후 자동차 시장의 대부분은 수소를 연료로 사용하는 수소·연료전지 자동차가 주를 이룰 것으로 전망되고 있다<sup>1-4)</sup>.

현재 시험 운행되고 있는 일반적인 수소·연료전지 자동차의 수소 충전압력은 350bar로 약 300km의 주행거리 가지고 있다. 일반 가솔린 자동차의 주행거리인 500km를 만족하기 위하여 수소를 700bar로 충전하여야 하며, 수소를 700bar로 충전한 수소·연료전지 자동차가 500km 이상의 주행거리를 가진다고 보고되어져 있다. 700bar의 수소 충전압력을 만족시키기 위하여 수소 압축기는 850bar의 압축능이 필요하다<sup>5)</sup>. 다이어프램 압축기는 왕복동식 압축기의 변형된 형태로 왕복동식 압축기보다 압축용량이 작다는 단점이 있지만 850bar의 고압 압축이 가능하고, 수소·연료전지 자동차가 요구하는 99.9%의 수소 순도를 유지할 수 있다는 장점이 있다.

Fig. 1은 다이어프램 압축기의 주요 구성요소를 보여주고 있다. 다이어프램 압축기는 hydraulic 구동부, 가스헤드부, 메탈 다이어프램으로 구분할 수

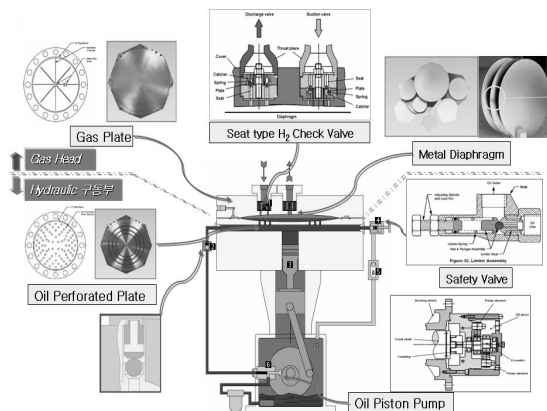


Fig. 1 Main components of diaphragm compressor.

있다. Hydraulic 구동부는 모터, 피스톤, 피스톤 펌프, 오일 체크 밸브, 릴리프 밸브로 구성되어 수소 압축에 필요한 동력을 발생시킨다. 가스헤드부는 가스 체크밸브 및 가스플레이트로 구성되어 수소의 압축 역할을 하며, 메탈 다이어프램은 파손을 대비해 3장의 원형플레이트가 적층되어져 한 장의 플레이트가 파손되어도 가스와 오일의 밀폐를 유지할 수 있게 한다. Fig. 2는 현재 상용화 되어있는 다이어프램 압축기이다.

본 논문과 관련된 종래의 연구를 살펴보면 S. M. Altukhov<sup>6)</sup>은 다이어프램 압축기에서 체적특성에 관하여 다양한 토출압력, 압축기 각 부품들의 탄성변형 및 작동유의 부피압축을 고려하여 연구하였다. V. D. Kuznetsov<sup>7)</sup>은 초고압 다이어프램 압축기에서 압축기 성능에 관하여 압축기 각 부품들의 탄성변형 및 작동유의 부피압축을 고려하여 연구하였다.

본 연구는 상용 유동 및 구조해석 프로그램인 ANSYS를 사용하여 다이어프램 압축기의 연성해석을 수행하고 이로부터 압축기 챔버내의 작동유 체적탄성계수와 초기부피의 변화에 따른 압축기 성능인자인 작동유와 가스의 압력 및 다이어프램의 변형특성을 살펴보고자 한다.

## 2. 수치해석

### 2.1 경계 및 초기조건

본 연구에 사용된 해석모델은 수소의 흡입압력이

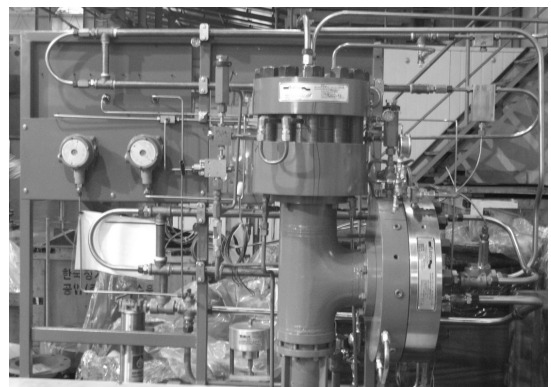


Fig. 2 Commercial hydrogen compressor.

53bar이고 토출압력이 450bar인 시스템이다. 압축기는 500rpm으로 구동하고, 압축가스는 수소, 작동유로는 글리세롤을 사용하였다. 해석의 용이성을 위하여 압축기의 1/2 만을 모델링 하였다. 다이어프램 압축기에서 일반적으로 사용되는 것처럼 다이어프램 3장을 적층하였고<sup>8)</sup>, 다이어프램의 재질은 부식과 산화에 뛰어난 특성을 보이는 300계열의 스테인리스 스틸 중에서 SUS301을 사용하여 해석하였다<sup>9)</sup>.

압축기 내부의 유동은 압축성 난류유동으로 가정하였으며, 내부압력을 계산하기 위해서 사용된 지배방정식은 연속방정식과 운동량 및 에너지 보존 방정식이 사용되었다. 난류모델은 압축점성 유동을 다루는데 적절하고 이미 공학적으로 타당성을 검증 받은  $k-\epsilon$  모델을 사용하였다.

다이어프램이 변형되지 않는 위치의 상태조건을 해석모델의 초기조건으로 하였다. 전체 해석방법은 500rpm을 기준으로 1cycle당 0.12sec이고, 1/4cycle에 해당하는 0.03sec를 해석시간으로 결정하였다. 각 time-step은 전체해석시간의 1/100인 0.0003sec로 설정하였다. 초기압력을 계산하기 위하여 식 (1)을 사용하여 초기압력을 145bar로 가정하였다<sup>10)</sup>. 유동해석의 경우 경계조건은 유체의 흡입·토출이 없다고 가정하여 모두 벽으로 설정하고, 열전달이 없는 단열조건을 적용하였다. 피스톤 헤드에 해당하는 면은 움직일 수 있도록 설정하여, Fig. 3과 같은 시간에 따른 피스톤 위치변화를 따라 움직일 수 있도록 하였

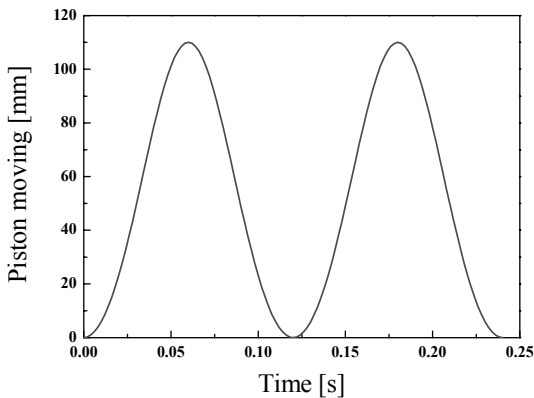


Fig. 3 The trace of piston displacement.

다. 구조해석에서는 각각의 다이어프램 면들과 가스측 캐비티 곡면이 해석과정 중 접촉하기 때문에 마찰조건으로 설정하였고 가스와 오일이 접촉하는 다이어프램 면은 유동해석으로부터 압력이 전달될 수 있도록 하며, 그 외의 영역은 모델이 움직이지 않도록 고정조건으로 하였다. 해석결과는 수치해석 각 단계에서 종속변수들의 잔류값이  $10^{-4}$ 이하에 도달하면 수렴한 것으로 간주하여 다음 단계로 넘어가도록 설정하였다.

$$P_f = \left( \frac{\rho_f}{\rho_i} \right)^k \times P_i \quad (1)$$



Fig. 4 Computational grid for a fluid analysis.

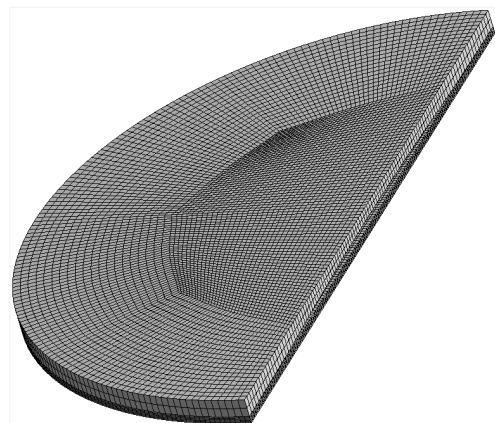


Fig. 5 Computational grid for a structure analysis.

격자생성 프로그램인 ICEM-CFD를 이용하여 Fig. 4, 5와 같이 약 15만개, 5만개의 격자를 생성하여 유동해석과 구조해석에 사용하였다. 연성해석의 용이성을 위하여 구조해석에서의 다이어프램 면의 노드와 이에 접하는 유동해석의 가스 및 오일의 접촉면의 노드를 동일하게 하였다.

## 2.2 해석조건

압축기의 성능에 영향을 주는 요소들이 많이 있지만 본 연구에서는 작동유의 체적탄성계수와 초기 부피의 변화가 압축기 성능에 미치는 영향을 알아보고자 Table 1과 같이 9가지 조건에 대해 수치해석을 수행하였다.

수치해석의 시작은 다이어프램이 변형되지 않는 지점을 가정하여 이 지점부터의 압축과정만을 수행하였다. 또한 실제 압축기와는 다르게 가스의 토출은 없다고 가정하여 가스 및 작동유의 압력, 다이어프램의 수직변위 및 작동유의 밀도변화를 살펴보았다.

## 3. 수치해석 결과

### 3.1 체적탄성계수 영향

Fig. 6은 작동유의 초기 부피를 80[cc]로 고정하고 체적탄성계수를 변화시킨 모델에서의 해석과정 동안의 다이어프램 중심에서의 수직변위를 가스헤드의 최대높이  $Y_{0,gas}$ 로 나누어 무차원화 하였다. Fig.

7은 해석이 끝나고 얻은 다이어프램 반경방향의 수직변위를 보여주고 있다. 해석초기에서는 수직변위의 차이가 보이지 않지만 해석이 진행될수록 수직변위의 차이가 생기며, 그 차이가 커지는 것을 볼 수 있다. Case 5에서 수직변위가 0.975로 가장 큰 수직변위가 나타나며, case 1에서의 수직변위는 0.878로 case 5보다 약 10%가 작은 가장 작은 수직변위가 나타나는 것을 볼 수 있다. 고압 다이어프램 압축기는 피스톤의 움직임에 의한 힘의 전달을 작동유로 하고 작동유에 고압의 압력이 작용하는 특징 때문에 작동유를 압축성으로 보고 다이어프램에 변형을 충분히 주기 위하여 압축챔버의 부피보다 피

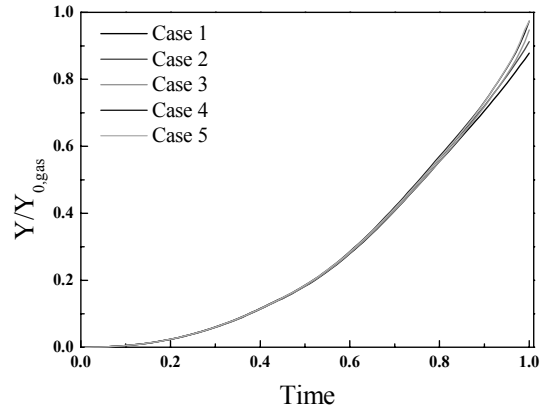


Fig. 6 The time variation of normalized vertical deflection at center for various bulk modulus of oil.

Table 1 Computational conditions where operation parameters of oil side varied

	Oil bulk modulus [N/m <sup>2</sup> ]	Oil initial volume [cc]
Case 1	2e <sup>9</sup>	80
Case 2	3e <sup>9</sup>	
Case 3	4.5e <sup>9</sup>	
Case 4	6e <sup>9</sup>	
Case 5	7e <sup>9</sup>	
Case 6	4.5e <sup>9</sup>	90
Case 7		100
Case 8		110
Case 9		120

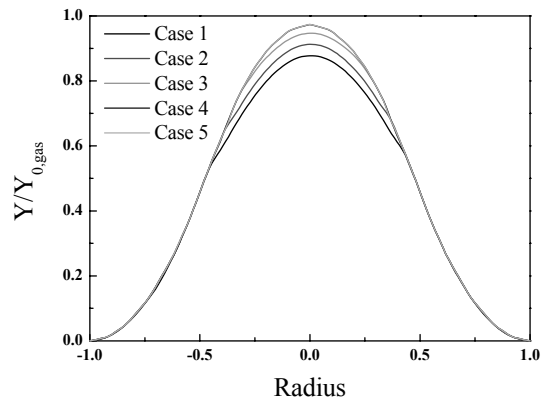


Fig. 7 The radial distribution of normalized vertical deflection for various bulk modulus of oil.

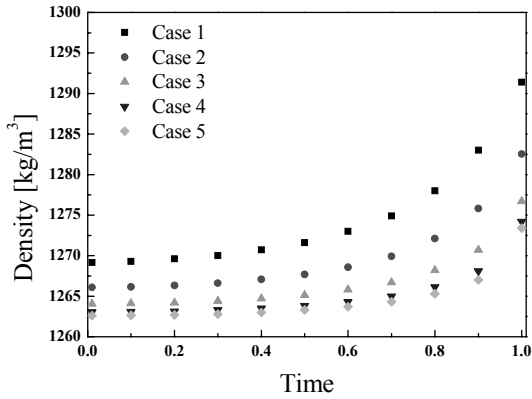


Fig. 8 The temporal variation of oil density for various bulk modulus of oil.

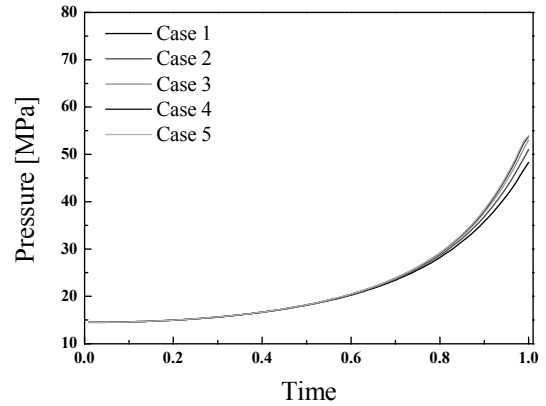


Fig. 10 The temporal variation of gas pressure for various bulk modulus of oil.

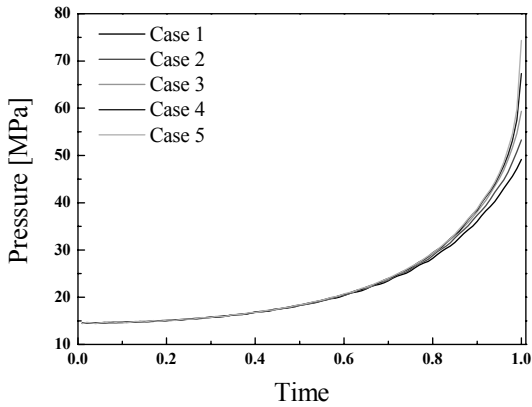


Fig. 9 The temporal variation of oil pressure for various bulk modulus of oil.

스톤에 의한 작동유의 부피변화를 크게 한다. 본 연구에 사용된 모델도 작동유의 부피변화량이 압축챔버의 부피보다 10%정도 크게 설계되어져 있다. 체적탄성계수는 압축계수의 역수로 작동유의 체적탄성계수가 클수록 작동유의 압축양이 작아지게 된다. 따라서 체적탄성계수가 가장 큰 case 5에서 다이어프램의 변형이 가장 크게 나타난다고 사료된다.

Fig. 8은 해석과정 동안의 작동유의 밀도변화를 보여주고 있다. 작동유의 대기압에서의 밀도는 1260이며, 압력이 증가할 수록 작동유는 압축되어서 밀도가 증가할 것이다. 해석이 종료한 시점에서 case 1에서 밀도가 1291.4로 가장 크게 나타나며,

case 5에서 1273.4의 가장 작은 밀도가 나타난다. 해석이 진행 될수록 밀도의 차이가 커지는 것을 볼 수 있다. 이러한 밀도의 증가는 작동유의 압축으로 인해 발생하며, 압축에 저항하는 힘 즉 체적탄성계수가 가장 작은 case 1에서 작동유의 밀도가 가장 크게 나타난다. 다이어프램 압축기에서는 작동유의 압축으로 인한 부피감소 만큼 다이어프램에서의 변형은 줄어들어 가스의 압축에 영향을 준다고 사료된다.

Fig. 9와 10은 작동유 및 가스압력의 변화를 보여 주고 있다. 다이어프램 압축기에서 가스의 압력은 다이어프램의 변형에 의해 결정되어지며, 따라서 다이어프램의 변형이 가장 큰 case 5에서 가스 압력이 가장 크게 나타난다. Case 5에서의 다이어프램 변형과 유사한 case 4에서는 가스의 압력은 유사하게 나타나지만, 오일의 압력이 작게 나타나는 이유는 작동유의 압축양이 비슷하여도 case 4의 체적탄성계수가 case 5보다 작기 때문에 동일한 부피를 압축하는데 상대적으로 적은 압력이 필요하기 때문이다. 또한 case 4와 5에서 해석 종료시점에 작동유의 압력이 급격하게 상승하는 이유는 다이어프램의 변형이 가스헤드에 의해 제한되어져 피스톤에 의해서 전달되어지는 힘의 대부분이 작동유의 압축에 사용되어져 이러한 현상이 발생한다고 사료된다.

### 3.2 초기부피 영향

Fig. 11은 작동유의 체적탄성계수를  $4.5e^9$  [N/m<sup>2</sup>]으로 고정하고 초기부피를 변화시킨 경우 해석과정 동안 다이어프램 중심의 수직변위를 나타내고 있다. Fig. 12는 해석과정 마지막 시점에서의 다이어프램 반경반향의 수직변위를 보여주고 있다. 작동유 부피의 차이에 의한 수직변위의 차이가 해석후 반부에 나타나기 시작하는 것을 볼 수 있다. 작동유의 부피가 가장 작은 baseline인 case 3에서 0.947로 가장 큰 수직변위가 나타나며, 작동유의 부피가 가장 큰 case 9에서 0.912로 가장 작은 수직변위가 나

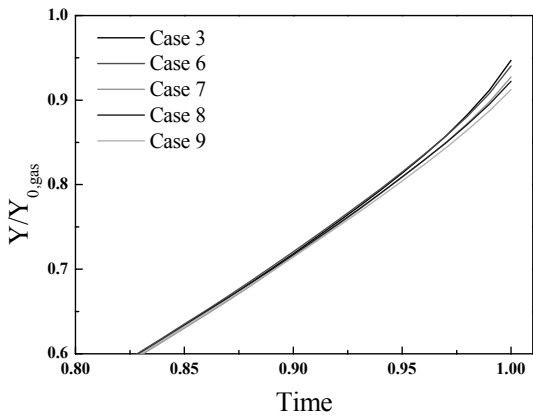


Fig. 11 The time variation of normalized vertical deflection at center for various initial volume of oil.

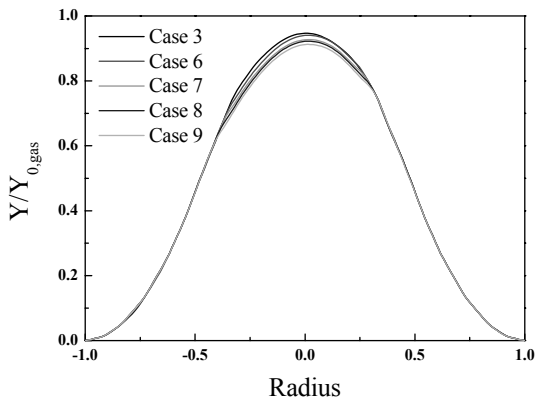


Fig. 12 The radial distribution of normalized vertical deflection for various initial volume of oil.

타난다. 작동유의 압축량이 일정하다고 가정하면, 작동유의 부피가 작을수록 압력 및 밀도의 상승폭이 커지게 된다. 해석초반에는 작동유의 압축량이 적어 수직변위의 차이가 나타나지 않지만 압축이 진행될수록 작동유의 압력이 상승하여 작동유의 압축이 많아지게 된다. 따라서 압축과정이 진행되어 작동유의 압력이 급격히 상승하는 압축 후반부에 높은 압력의 영향으로 작동유의 압축량이 많아져 다이어프램 수직변위에 차이가 나타난다고 사료된다.

Fig. 13은 작동유의 밀도 변화를 나타내고 있다. Case 3에서 1276.7로 밀도가 가장 크며, case 9에서 1275로 밀도가 가장 작다. Case 3에서 다이어프램의 변형이 가장 커서 작동유의 압축량이 가장적지만, 압축량의 차이보다 초기부피의 차이가 큰 영향으로 case3에서 밀도가 가장 높게 형성된다고 사료된다.

Fig. 14와 15는 작동유 및 가스압력을 나타내고 있다. Case 3에서 작동유 및 가스압력이 가장 크게 나타나는 것을 볼 수 있고, case 9에서 가장 작게 나타나는 것을 볼 수 있다. 가스의 압력은 다이어프램의 최종 변형에 의해 결정되어 지므로 Fig. 12에서와 같이 다이어프램의 변형이 가장 큰 case 3에서 가장 높은 압력이 생기고, 가장 작게 변형된 case 9에서 가장 낮은 압력이 나타난다. 작동유 압력은 초기부피에서 부피감소량에 의해 결정되어 진다. 부피감소량은 피스톤의 움직임에 의해 발생하는 부피

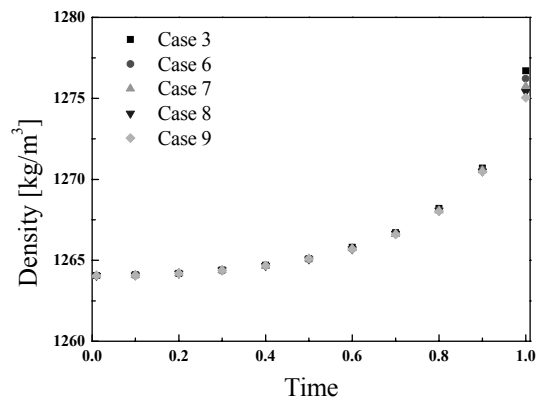


Fig. 13 The temporal variation of oil density for various initial volume of oil.

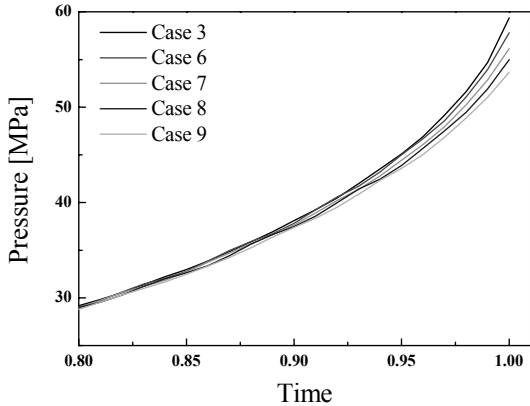


Fig. 14 The temporal variation of oil pressure for various initial volume of oil.

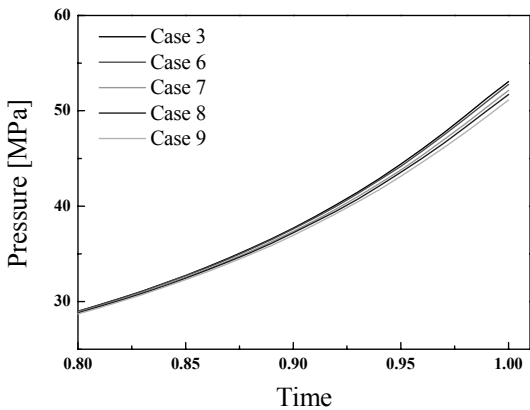


Fig. 15 The temporal variation of gas pressure for various initial volume of oil.

감소량에 다이어프램의 변형에 의해 발생하는 부피 증가량을 더하여 결정되어 진다. 피스톤에 의한 부피감소량은 일정하며 다이어프램의 변형에 의한 부피증가량은 case 9가 가장 크고, case 3이 가장 작다. 하지만 부피증가량의 차이는 미세하며, 또한 상대적으로 초기 부피의 차이가 매우 커서 case 3이 부피감소량이 가장 작아도 작동유의 압력이 가장 크게 나타난다고 사료된다.

#### 4. 결 론

다이어프램식 수소압축기의 작동유의 체적탄성

계수와 초기부피를 바꾸어가며 다이어프램의 수치 범위, 작동유의 밀도, 작동유 및 가스압력 특성에 대하여 수치해석을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) 작동유의 체적탄성계수 및 초기 부피가 다이어프램 압축기의 성능인자인 작동유와 가스의 압력 및 다이어프램의 변형에 영향을 주는 것을 볼 수 있었다.
- 2) 체적탄성계수가 클수록 작동유의 압축에 대한 저항이 증가하여 설계된 시스템 내에서 보다 큰 다이어프램 변형을 일으키고, 이로 인해 다이어프램의 변형에 지배적인 영향을 받는 가스압력도 높일 수 있다는 것을 알 수 있었다. 그러나 최대 변형량이 제한되어지는 다이어프램 압축기에서 일정 이상의 체적 탄성계수는 다이어프램의 변형에는 영향을 주지 못하고, 오히려 작동유의 과도한 압력 상승을 유발하는 것을 알 수 있었다.
- 3) 작동유의 초기부피가 작을수록 초기부피에 대한 피스톤에 의한 작동유의 부피감소량이 상대적으로 증가하여 작동유의 압력과 밀도 증가를 빠르게 하고, 이는 다이어프램의 변형을 크게 하여 가스의 압력을 높일 수 있다는 것을 알 수 있었다. 이상의 결과들은 다이어프램 수소가스 압축기를 설계하는데 있어서 중요한 자료로 활용될 수 있을 것으로 사료된다.

#### 후 기

본 연구는 자식경제부 에너지관리공단 신재생에너지 기술개발사업 및 2단계 BK21 사업의 지원을 받아 수행되었으며 이에 감사드립니다.

#### 참 고 문 헌

- 1) S. K. Kang : “A Study on the Optimal Design of Hydrogen Compressor’s Diaphragm using Fluid-Structure Coupled Analysis”, Master Thesis, Pusan National University, Korea, 2009.

- 2) S. Shayegan and D. Hart : “Analysis of the cost of hydrogen infrastructure for buses in London”, *Journal of Power Sources*, Vol. 65, 2006, pp. 62-75.
- 3) J. Y. Kim and I. Moon : “Strategic design of hydrogen infrastructure considering cost and safety using multiobjective optimization”, *Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 33, 2008, pp. 5887-5896.
- 4) J. Y. Kim and Y. H. Lee : “Optimization of a hydrogen supply chain under demand uncertainty”, *Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 33, 2008, pp. 4715-4729.
- 5) T. H. Lee and M. J. Kim : “Experimental and Numerical Study on the Hydrogen Refueling Process”, *Korean Hydrogen and New Energy society*, Vol. 18, No. 3, 2008, pp. 342-347.
- 6) S. M. Altukhov and V. D. Kuznetsov : “Calculation of the Volumetric Characteristics of Diaphragm compressors”, *Chemical and Petroleum Engineering*, Vol. 7, No. 8, 1971, pp. 671-675.
- 7) V. D. Kuznetsov and V. F. Kalashnikov : “Calculation of Design Reliability of a High or a Superhigh Pressure Compressor”, *Chemical and Petroleum Engineering*, Vol. 23, No. 4, 1987, pp. 160-161.
- 8) H. P. Bloch : “A practical guide to compressor technology”, John Wiley, 2006, pp. 121-128.
- 9) M. D. Dovanni : “Flat and Corrugated Diaphragm Design Handbook”, Taylor&francis, 1982, pp. 29-40.
- 10) A. A. Sathe : “Analytical model for an electrostatically actuated miniature diaphragm compressor”, *Journal of Micromechanics and Microengineering*, Vol. 18, 2008.