

다이아프램식 수소압축기에서 다이아프램 변형특성에 관한 실험적 연구

신영일*, 박현우*, 이영준*, 김규보**, 송주현**, 장영준**, 전종환**[†]

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

An Experimental Study on the Diaphragm Deflection Characteristic of a Hydrogen Diaphragm Compressor

YOUNGIL SHIN*, HYUNWOO PARK*, YOUNGJUN LEE*, GYUBO KIM**,
JUHUN SONG**, YOUNGJUNE CHANG**, CHUNGHWAN JEON**[†]

*Graduate School of Mechanical Engineering, Pusan National Univ.

**School of Mechanical Engineering, Pusan National Univ., RIMT, PC3, Jangjeon-dong,
Geumjeong-gu, Pusan 609-735 Korea

ABSTRACT

Diaphragm compressor is widely used for hydrogen compression because it achieves high gas pressure without gas contamination. Diaphragm deflecting in the cavity with high pressure formed by an oil compression is the most important component in the compressor. Therefore, it is necessary to obtain deflection degree of diaphragm to predict the damage point of diaphragm. The objective of this study is to estimate the diaphragm's damage point through diaphragm deflection test by implementing with strain gauges attached on several radial points. Without gas compression, strain sum of each points varied as similarly as the variation of the pressure with respect to time. And while the motor speed was slower than 400rpm, the strain near the rim was larger than that of the center. When motor speed, however, was over 500rpm, strain became similar to that of the center and the rim. With gas compression, it was shown that the variation of the strain sum was delayed against that of the pressure and the strain near the rim was much higher than that of the center.

KEY WORDS : Hydrogen compressor(수소압축기), Diaphragm(다이아프램), Strain(변형율), Pressure (압력), rpm(분당 회전수)

1. 서 론

수소는 대기오염 및 온실가스를 획기적으로 저

감시킬 수 있는 대체에너지로서 전 세계적인 개발 및 이용이 추진되고 있다. 수소는 연료전지 등에 사용하기 위해 주로 압축 충전형태로 스테이션에 저장되는데, 이 스테이션을 구성하는 부분 중 가장

[†]Corresponding author : chjeon@pusan.ac.kr

핵심적인 부분은 고압으로 수소를 압축하는 압축기이고 전체 기술력의 70% 이상을 차지한다¹⁻⁴⁾.

압축기는 왕복동식(piston), 회전식(rotary), 스크루식(screw) 등 다양한 종류가 그 용도에 따라 사용되고 있다. 그러나 초고압(>50bar)으로 압축할 수 있는 압축기는 왕복동식 압축기이다. 하지만 왕복동식 압축기는 차량용 수소압축기에 필요한 조건인 고순도(>99.9%)를 만족하지 못하므로 고순도를 유지하기 위하여 사용하는 것이 왕복동식 압축기의 변형인 다이아프램식 압축기이다. 다이아프램식 압축기는 왕복동식 압축기에 비해 토출유량은 적지만, 유후오일과 같은 다른 물질로부터의 오염을 막고 순도를 보장할 수 있는 장점이 있다⁵⁾.

이러한 다이아프램식 압축기는 크게 유압구동부와 가스헤드부로 나눌 수 있으며, 주요 부품으로는 가스부와 유압부를 나누어주고 가스를 압축하는 3종 메탈다이아프램(metal diaphragm), 유압부의 작동압력을 전달하는 피스톤(piston), 수소를 흡입하고 토출하는 가스체크밸브 등으로 구성된다⁶⁾. 그 중에서도 메탈 다이아프램은 압축기의 핵심부품으로서 700bar 이상의 고압과 500rpm 이상의 빠른 속도에서 작동하여 압축기의 수명을 좌우하는 중요한 부품이다.

다이아프램의 수명은 주로 작동압력이나 캐비티 표면 형상에 의해 결정된다⁷⁾. 캐비티 형상은 다이아프램의 수명을 보장하기 위해서 다이아프램의 연신율을 초과하지 않는 범위 내에서 다이아프램의 수명을 최대화 시킬 수 있도록 설계된다. 이렇

게 설계된 캐비티 속에서 다이아프램은 인장과 수축을 반복하게 되는데 그 지점별 변형의 특성을 측정하여 다이아프램의 파손지점을 예측해 보고자하는 것이 이번 연구의 목적이다. 따라서 본 연구에서는 다이아프램 실험장치를 제작하여 rpm 변화에 따른 다이아프램의 변형특성을 가스압축 상태와 비압축 상태로 구분하여 알아보고자 한다.

2. 시스템 구성 및 실험방법

2.1 시스템 구성

다이아프램의 변형을 측정하기 위하여 Fig. 2에서와 같은 실험장치를 제작하였다. 실험장치는 시험기 본체, 컨트롤 패널, 데이터 수집장치로 구성되어 있다. 실험장치에는 지름이 399mm의 다이아프램을 장착할 수 있으며, 현재 상용화 되어 있는 다이아프램 압축기의 형상과 동일하게 캐비티를 설

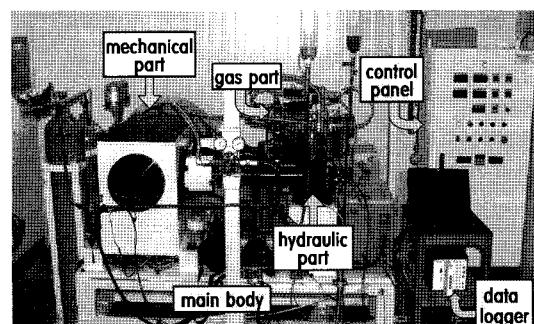


Fig. 2 Diaphragm testing apparatus.

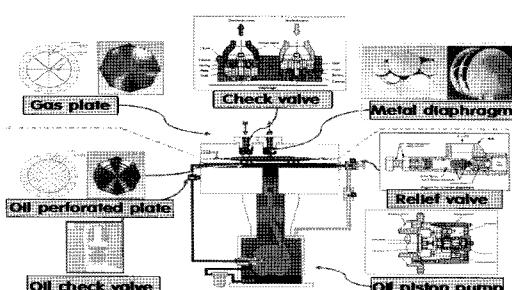


Fig. 1 Main components of diaphragm compressor.

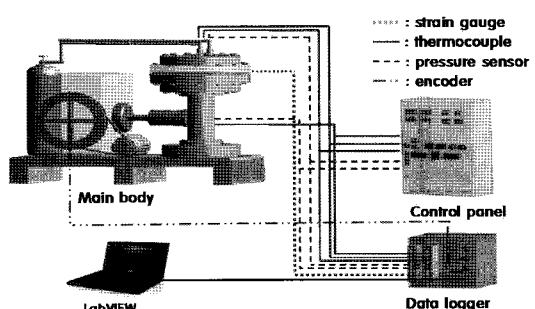


Fig. 3 Schematic of diaphragm endurance testing apparatus.

계 및 제작하였다. 유압 작동유는 실제 압축기 운전시 사용하는 AW-32를 사용하였으며, 취급 및 폭발의 위험이 있는 수소를 대신하여 질소를 사용하였다.

2.1.1 시험기 본체

시험기 본체는 Fig. 2 및 Fig. 3에서와 같이 유압부와 가스부, 다이아프램부 그리고 기계부로 구성된다.

시험기의 작동은 컨트롤 패널로부터 전원을 공급받아 15마력의 모터가 회전하면 벨트로 연결된 캠축이 회전하여 피스톤을 왕복운동 하게 한다. 피스톤은 밀폐된 공간속에 있는 유압유를 압축하고, 이 유압유의 작동압력으로 3장으로 적층되어 있는 다이아프램이 가스 캐비티 쪽으로 밀착되면서 흡입 체크밸브를 통해 흡입되어 있던 가스를 압축하게 된다. 이렇게 압축된 가스의 압력이 배출 체크밸브의 설정압력보다 높아지게 되면 가스는 체크밸브를 통해 토출되게 된다. 토출된 가스는 공급라인으로 재순환되어 가스의 소모 없이 반복 실험이 가능하도록 하였다. 메탈 다이아프램은 주로 300계 열 스테인리스 박판이 사용되는데⁸⁾, 이번 실험에서는 SUS 316을 사용하였다. 다이아프램의 특성은 Table 1과 같다.

2.1.2 컨트롤 패널

컨트롤 패널은 시험기 본체에 전원을 공급하고, 본체에 장착되어 있는 각종 센서로부터 신호(압력, 온도, 피스톤 속도, 작동시간, 반복횟수)를 감지하여 값을 표시하고 본체를 제어하며, 전력량을 조절하여 모터의 속도를 조절 한다.

Table 1 SUS 316 specification

diameter	399mm
thickness	0.4mm
number	3ea
moving parts diameter	343mm
elongation	50% (in 2")
poisson's ratio	0.3

2.1.3 센서 설치

Fig. 3에서와 같이 유압부와 가스부의 압력을 측정하기 위하여 유압부에는 중앙판로에 유압 압력센서를 장착하고, 가스부에는 가스 캐비티 중앙부에 직경 2mm의 홀을 가공하여 캐비티 내의 가스 압력 변화를 측정할 수 있도록 가스 압력센서를 장착하였다. 또한 가스와 유압부의 온도 측정을 위하여 열전대를 설치하였다. 그리고 다이아프램의 변형을 측정하기 위하여 다이아프램 상부(가스부)에 스트레인 게이지를 부착하였다. 스트레인 게이지는 터미널, 에나멜 코팅 케이블과 함께 부착해야 하는데, 다이아프램이 가스 캐비티 상단에 밀착되면 부착물에 의해 다이아프램이 손상되거나 스트레인 게이지 또는 케이블이 파손되어 측정이 불가능해진다. 따라서 이를 방지하기 위하여 가스 캐비티에 + 모양의 홈을 가공하고 그 속을 실리콘으로 메워 + 라인방향으로 스트레인 게이지를 부착하여 캐비티 형상에도 영향을 주지 않고 다이아프램이 캐비티 상단에 밀착되어도 실리콘의 탄성으로 스트레인게이지와 케이블이 파손되지 않도록 하였다.

Fig. 4 및 Fig. 5는 스트레인 게이지 부착 모습과 부착지점에 관한 개략도이며, Table 2와 같이 측정조건을 설정하였다.

또한 캠축 각도를 측정하기 위하여 캠축에 로타

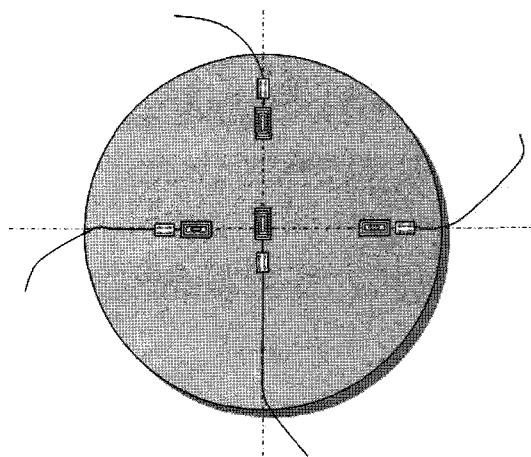


Fig. 4 Schematic of the bonded strain gauges on the diaphragm.

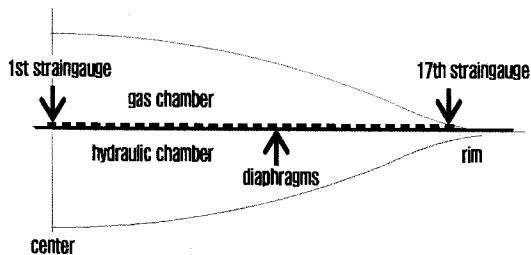


Fig. 5 Points of the strainagages on the diaphragm.

Table 2 Strain gauge setting condition

gauge factor	2.08
bridge	quarter I
wire resistance	0.5Ω
gauge resistance	120Ω
gauge length	5mm

리식 엔코더(360sample/rev)를 설치하였으며, 이때 엔코더 신호 중 “A” 신호를 외부 샘플신호로, “Z” 신호를 시작신호로 이용하여 엔코더 신호와 동기화된 센서 신호를 획득하도록 하였다.

2.1.4 데이터 수집장치

데이터 수집장치는 national instrument사의 SCXI-1000, 1600, 1125, 1520 장비를 사용하였고, 특히 변형율을 측정하기 위하여 내부에 브릿지, strain null 기능과 Shunt Cal. 기능을 장착하고 측정결과를 변형율로 표현해 주는 SCXI-1520모듈과, 1314 더미널을 사용하였다. 또한 각종 신호의 노이즈를 제거하기 위하여 하드웨어 필터링 기능을 사용하여 노이즈를 제거한 신호를 획득하였다.

소프트웨어는 LabVIEW를 사용하였고 LabVIEW는 프런트 패널과 블록다이어그램으로 구성된다. 프런트 패널은 수집된 데이터(변형율, 온도, 압력)를 그래프로 표시하고 데이터 획득 조건과 저장 조건을 지정할 수 있도록 Fig. 6과 같이 구성하였다. 블록 다이어그램은 그래픽화한 프로그래밍 언어로써 변형율, 온도, 압력 획득 함수, 하드웨어 필터링, 샘플클럭, 외부 트리거, 표시 및 저장조건 등으로

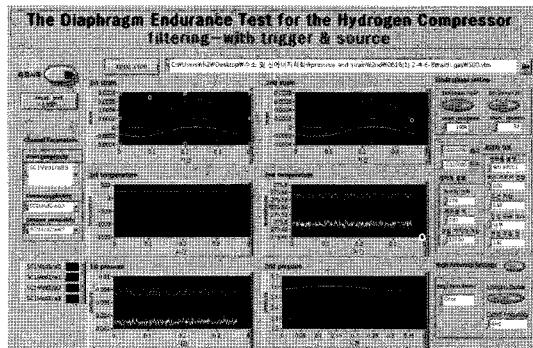


Fig. 6 Front panel of LabVIEW program.

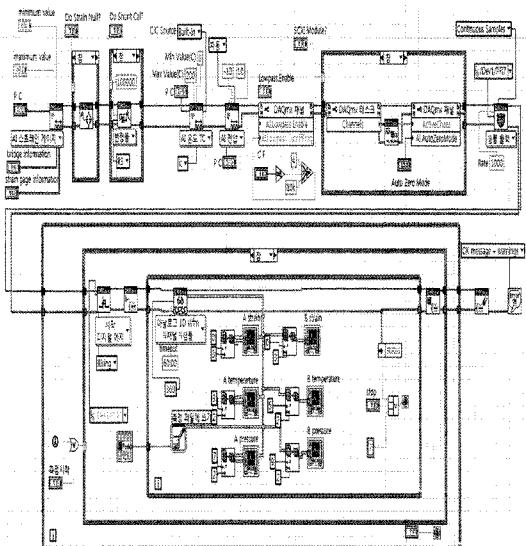


Fig. 7 Block diagram of LabVIEW program.

Fig. 7과 같이 구성하였다.

2.2 실험방법

수소압축기용 다이아프램의 변형특성을 연구하기 위해 압축기 회전속도와 가스압축 유, 무에 따른 실험을 수행하였다. 압축기 회전속도 변화에 따른 변형 특성을 살펴보기 위해 수소압축기 요구 회전수인 500rpm으로부터 100rpm 단위로 100rpm까지 모터 속도를 제어하여 실험하였으며, 각 회전속도 조건별 가스부의 가스압축 상태와 비압축 상태

로 구분하여 실험하였다. 변형율은 다이아프램 중심으로부터 1cm간격으로 총 17개 지점에 대하여 스트레이인 게이지를 부착하여 측정하였다.

3. 실험결과

3.1 rpm 변화에 따른 변형율 변화

Fig. 8 및 Fig. 9는 rpm 변화에 따른 17개 지점의 변형율 합의 변화를 나타낸 그래프이다. 가스압축 여부에 관계없이 rpm이 빨라질수록 변형율 합의 변화폭이 점점 감소하는 것을 확인할 수 있다. 또한 rpm이 증가할수록 값이 최대가 되는 지점이 지연되는 것을 확인할 수 있는데, 이는 유압부의 rpm에 따른 압력변화와 동일한 현상으로 유압유의 관로와의 마찰, 탄성 등으로 인해 피스톤 속도에

비해 유압유의 반응이 늦어지며 작용압력이 감소하여 다이아프램의 변형이 충분히 발생하지 않기 때문이라고 사료된다.

Fig. 10은 rpm 변화에 따른 변형율 합의 최대값과 최소값의 변화를 나타낸 그래프이다. 가스압축이 있는 경우의 변형율 합의 변화폭이 감소하는 것을 알 수 있는데 이는 압축된 가스가 다이아프램이 캐비티 표면까지 변형되는 것을 제한하기 때문이라고 사료된다.

3.2 압력변화에 따른 변형율 변화

Fig. 11 및 Fig. 12는 17개 지점 변형율의 합과 유압부와 가스부의 압력을 나타낸 그래프이다. 가스압축이 없는 경우에는 Fig. 11에서와 같이 변형율의 합은 유압부의 압력변화와 같은 주기로 변화

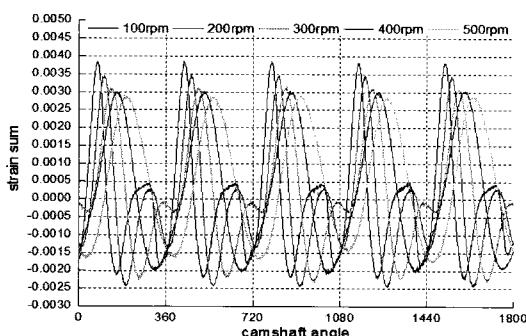


Fig. 8 Temporal variation of strain sum distribution without gas compression.

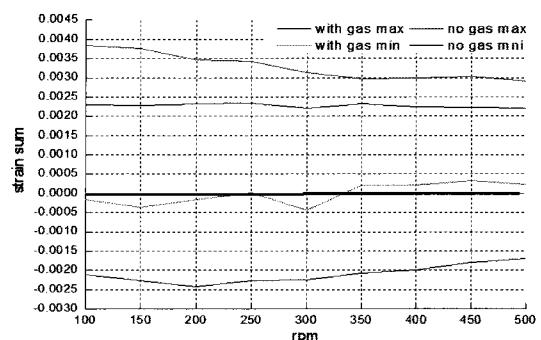


Fig. 10 Maximum and minimum strain sum with gas and without gas compression as rpm.

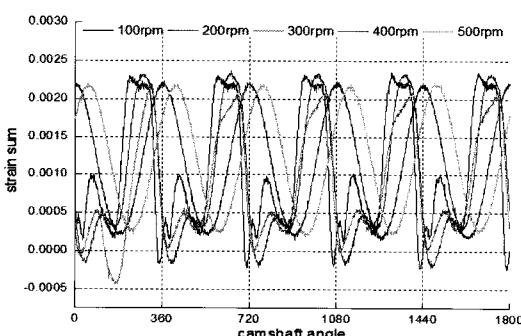


Fig. 9 Temporal variation of strain sum distribution with gas compression.

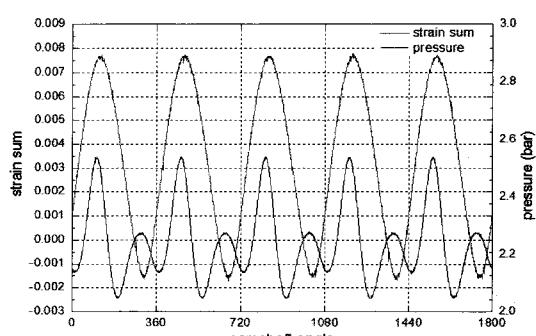


Fig. 11 Temporal variation of strain sum and hydraulic pressure distribution without gas compression at 200rpm.

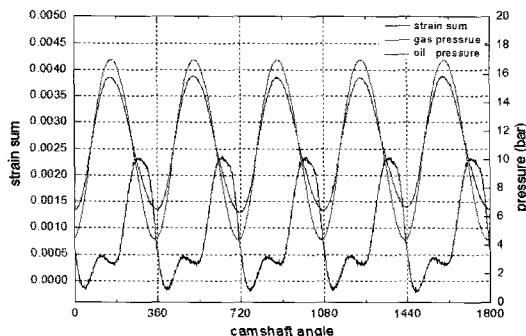


Fig. 12 Temporal variation of strain sum and hydraulic pressure distribution with gas compression at 200rpm.

하는 것을 알 수 있다. 그 이유는 가스의 압축에 의한 저항 발생하지 않으므로 유압부의 압력이 그대로 다이아프램에 전달되어 다이아프램이 변형되는 것으로 사료된다. 그러나 가스압축이 있는 경우에는 가스압축이 없는 경우와 다르게 변형율 합의 변화가 유압부와 가스의 변화주기는 같으나 시기에는 차이를 보이고 있다. 즉 변형율 합의 변화가 압력의 변화보다 늦게 나타난다. 이유는 캐비티 내의 압력이 최대가 되었을 때는 토출 체크밸브가 열리기 직전으로 볼 수 있는데, 이때 가스 캐비티에는 가스가 압축된 상태로 잔류하고 있으므로 다이아프램이 캐비티 상단에 도달하지 못하여 최대변형을 하지 못한 상태가 되고 가스가 토출 체크밸브를 통해 토출된 후 다이아프램이 가스 캐비티 상단 까지 도달하기 때문이라고 사료된다.

3.3 지점별 변형특성

Fig. 13 및 Fig. 14는 실제 압축기의 가동속도인 500rpm에서 변형율 합이 최대와 최소가 되는 캠축 각도에서의 각 지점별 변형율을 나타낸 그래프이다.

가스압축이 없는 경우, 변형율 합이 최대가 될 때는 중심부근의 변형이 가장자리 부근의 변형보다 크고, 특히 4cm 지점에서의 변형이 가장 크고, 15cm지점에서의 변형이 가장 작았다. 그러나 변형율 합이 최소(수축)가 될 때에는 13cm 지점의 변형이 가장 크고, 15cm 지점의 변형이 가장 작게 나

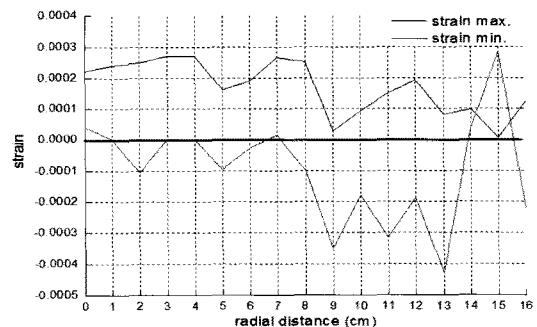


Fig. 13 Strain of radial distance at maximum and minimum strain sum camshaft angle without gas compression at 500rpm.

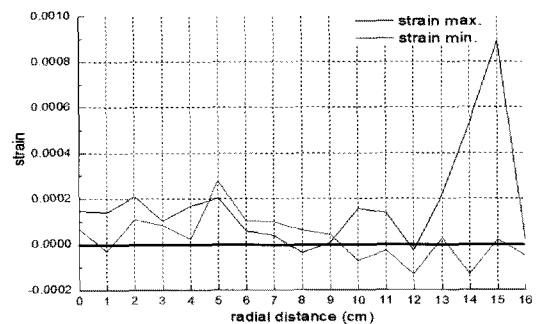


Fig. 14 Strain of radial distance at maximum and minimum strain sum camshaft angle with gas compression at 500rpm.

타났다. 그러나 가스압축이 있는 경우에는 변형율 합이 최대가 될 때는 가장자리 부근인 15cm 지점의 변형이 중심부근의 변형보다 3배 이상 크고, 변형율 합이 최소가 될 때에도 가장자리 부근의 수축변형이 중심부근보다 더 크게 나타났다. 이러한 이유는 가스 압축이 없는 경우에는 유압유의 압력이 다이아프램에 그대로 전달되어 다이아프램이 가스 캐비티 표면까지 도달하게 되므로 전체적으로 비교적 고른 변형이 발생되나, 가스 압축이 있는 경우에는 중심부근에서는 압축된 가스가 다이아프램의 변형을 억제하고, 캐비티까지의 높이가 낮은 가장자리 부근에서 다이아프램이 먼저 캐비티 상단에 도달하게 되어 가장자리 부근에서의 변형이 크게 발생하는 것으로 사료된다.

Fig. 15 및 Fig. 16는 각 지점에서의 최대(인장) 변형이 발생되었을 때의 변형율 그래프이다. 가스

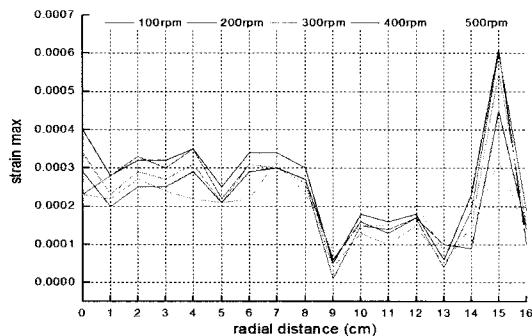


Fig. 15 Maximum strain at radial distance without gas compression.

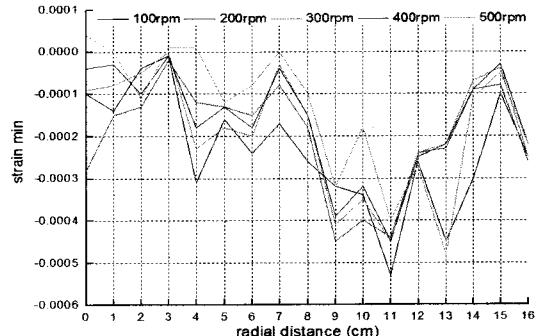


Fig. 17 Minimum strain at radial distance without gas compression.

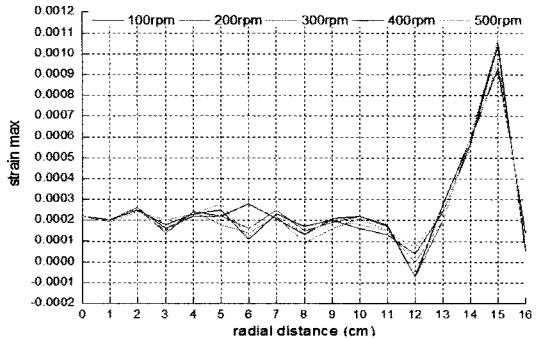


Fig. 16 Maximum strain at radial distance with gas compression.

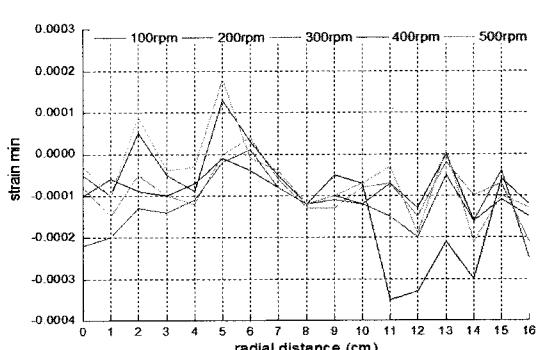


Fig. 18 Minimum strain at radial distance with gas compression.

압축이 없는 경우의 최대변형은 400rpm 이하에서는 15cm 지점의 변형이 가장 크게 나타났으나 500rpm에서는 15cm 지점의 최대변형이 감소하여 중심부 근과 가장자리 부근의 최대변형이 비슷해지는 것으로 나타났다. 이는 rpm이 증가할수록 비교적 오일 분배홀과 거리가 먼 가장자리 부근으로의 유압 유의 압력 전달이 원활히 이루어지지 않기 때문으로 사료된다. 그러나 가스압축이 있는 경우는 rpm 변화에 상관없이 15cm지점의 최대변형이 가장 크게 나타났고 중심부근에 비해 4배 이상의 변형이 나타났다. 이는 앞서 기술한 것과 동일하게 가스의 압축에 의해 중심부근의 변형이 억제되고 있기 때문으로 사료된다.

Fig. 17 및 Fig. 18은 각 지점에서의 최소(수축) 변형이 발생되었을 때의 변형율의 그래프이다. 가스 압축이 없는 경우의 최소변형은 9~11cm 지점에서

나타났다. 그러나 가스압축이 있는 경우에는 2~5cm 지점에서는 rpm 증가시 최소변형이 감소하나 13, 14cm 지점은 최소변형이 증가하는 등 rpm에 따른 변화가 지점별로 상이하였다. 그러나 가장자리 부근에서의 최소 변형이 좀 더 크게 발생하였다.

따라서 압축기의 실제 가동 조건인 가스압축이 있는 경우에 가장 큰 변형을 나타내는 시점과 지점은 다이아프램이 상부 캐비티 방향으로 움직일 때 중심으로부터 15cm 지점이라는 것을 알 수 있다.

3.4 최대변형 지점

Fig. 19 및 Fig. 20은 가장 변형이 크게 발생하는 지점을 확인하기 위하여 각 지점별 변형율의 최대값에서 최소값을 뺀 값의 절대값을 나타낸 그래프이다.

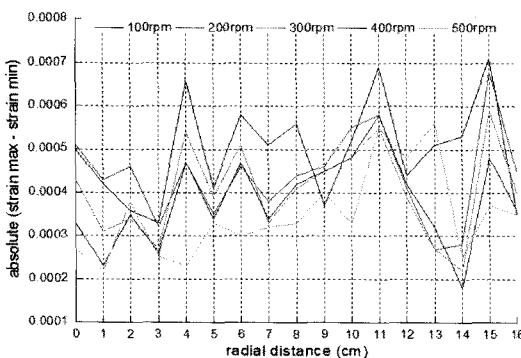


Fig. 19 Absolute value of strain max minus strain min at radial distance without gas compression.

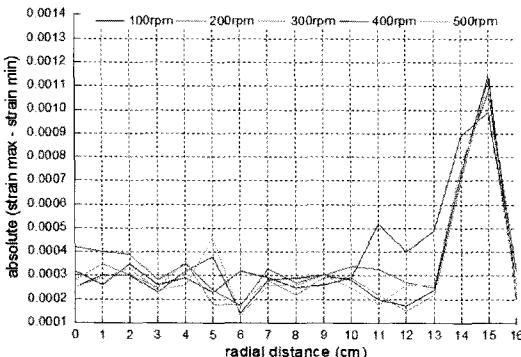


Fig. 20 Absolute value of strain max minus strain min at radial distance with gas compression.

가스압축이 없는 경우에는 300rpm 이하에서는 15cm 지점에서의 변형이 가장 크게 나타났고, 400 rpm 이상에서는 11지점에서의 변형이 가장 크게 나타났으며 특히 rpm이 증가할수록 15cm 지점에서의 변형의 감소가 크게 나타났다. 반면 가스압축이 있는 경우에는 가장자리 부근인 14, 15cm 지점 변형이 다른 지점에 비해 훨씬 크게 나타나는 것을 알 수 있고, rpm의 변화에 따른 값의 차이가 크지 않음을 알 수 있었다. 응력은 변형율과 비례 하므로 변형이 크게 발생하는 지점은 많은 응력을 받게 되어 타 지점에 비해 손상이 먼저 발생할 것이라는 것을 예측할 수 있으므로, 실제 가스압축 환경 속에서 작동되는 상부 다이아프램은 다른 요인이 없다면 중심부근 보다는 가장자리 부근에서

의 손상이 먼저 발생할 것이라는 것을 예측 할 수 있다.

4. 결 론

다이아프램의 변형 측정하기 위하여 rpm을 변화시키면서 스트레인 게이지를 이용하여 반경방향으로 17개 지점에서의 변형율을 측정하여 다음과 같은 결과를 얻을 수 있었다.

- 변형율 합의 변화는 rpm이 빨라지면 변화폭이 줄어들고 최고점에 도달하는 시기가 조금씩 지연됨을 알 수 있었다. 또한 가스압축이 있는 경우에는 가스압축이 다이아프램의 변형을 제한하여 변형의 폭이 감소하는 것을 볼 수 있었다.
- 가스압축이 없는 경우에는 압력과 변형을 합이 동일한 주기로 변화하나 가스압축이 있는 경우는 가스압축에 의한 다이아프램 변형의 제한으로 변형율 합의 변화가 압력변화보다 지연되는 것을 알 수 있었다.
- 변형율 합이 최대가 되는 지점에서 각 지점의 변형율은 가스압축이 없는 경우는 중심과 가장자리 부근의 변형의 차이가 크지 않았으나, 가스압축이 있는 경우에는 캐비티 까지의 높이가 낮은 가장자리 부근에서 다이아프램이 캐비티 표면까지 먼저 변형하여 중심부근 보다 훨씬 변형이 나타나는 것을 알 수 있었다.
- 최대(인장)변형은 가스압축이 없는 경우에는 중심부근과 가장자리 부근의 변형율이 거의 비슷하나 가스압축이 있는 경우에는 15cm 지점의 가장 큰 변형이 나타났다. 최소(수축)변형은 지점마다 큰 차이를 보이지 않았다. 따라서 실제 압축기 가동조건에서는 다이아프램이 상부 캐비티 방향으로 움직일 때 15cm 지점에서의 가장 큰 변형이 나타나는 것을 알 수 있었다.
- 지점별 최대 변형값에서 최소 변형값을 뺀 절대값은 가스압축이 없는 경우에는 변형이 큰 지점이 발생하지 않으나, 가스압축이 있는 경우는 14, 15cm 지점에서 다른 지점보다 2배 이상

큰 변형이 나타났다. 따라서 다이아프램의 손상은 가장자리 부근에서 먼저 발생할 것이라고 예상된다.

이상의 결과들은 다이아프램 압축기 설계에 있어 유용한 자료로 활용 할 수 있을 것으로 사료된다.

후 기

본 연구는 산업자원부의 수소·연료전지사업단 및 2단계 BK21 사업의 지원을 받아 수행되었으며 이에 감사드립니다.

참 고 문 현

- 1) H. W. Park, Y. I. Shin, G. B. Kim, J. H. Song, Y. J. Chang, C. H. Jeon, "Numerical Analysis on a Hydrogen Diaphragm Compressor with Various Oil Distribution Holes Pattern for Hydrogen Compressor", KHNES, Vol. 20, No. 2, 2009, pp. 87-94.
- 2) K. J. Shim, "A World Trend of Hydrogen Energy Policy and Patent Analysis on the Hydrogen Compressor", SAREK, 05-W-028.
- 3) T. H. Lee, M. J. Kim, "Experimental and Numerical Study on the Hydrogen Refueling Process", KHNES, Vol. 18, No. 3, pp. 342-347.
- 4) Y. S. Oh, D. L. Park, "Current Progress of Constructing 30Nm³/hr Scale On-site Hydrogen Refueling Station", KOSEE, 2005, pp. 272-277.
- 5) Rouse. N. Brown, "Compressors : Selection and Sizing", Elsevier Inc., 2004, pp. 3-5.
- 6) C. H. Jeon, S. K. Kang, Y. J. Chang, B. S. Kwon, K. Y. Ahn, C. W. Lee "A Study on the Structural Analysis of the Diaphragms of Diaphragm Compressor in Hydrogen Station", KSAE07-Y0017, 2007, pp. 44-47.
- 7) S. M. Altukhov, "Service life of Compressor Diaphragms", Neftyanoe Mashinostroenie, No. 5, 1965, pp. 8-11.
- 8) M. D. Dovanni, "Flat and Corrugated Diaphragm Design Handbook", Taylor & Francis, 1982, pp. 29-42.