

왕복동식 수소압축기의 완충기 해석 및 진동 측정 평가

정재환[†]·임장익*·김효중*·최병근**

Snubber Analyzation and Vibration Measurement Estimation of Reciprocating Type Hydrogen Compressor

J. H. Jeong, J. I. Lim, H. J. Kim and B. K. Choi

Key Words: Pulsation(맥동), Reciprocating type hydrogen compressor(왕복동식 수소압축기), Snubber(완충기), Numerical analysis(수치해석)

Abstract

The pulsation of a reciprocating type hydrogen compressor is occurred from the mechanism and this pulsation makes much noise and vibration. To reduce this pulsation, snubber is usually installed on that. To maintain the efficiency in the reciprocating type hydrogen compressor, the pulsation and vibration should be reduced, so it is necessary to research about the characteristic of pulsation and vibration. Therefore in this paper, the vibration characteristic of the snubber is analyzed in the base of optimized modeling condition through the flowing analysis of existing snubber. The prototype of reciprocating type hydrogen compressor is analyzed with numerical analysis. And making sure the present condition of hydrogen compressor through measurement of vibration and noise, and then it is established that the vibration characteristic data base on numerical analysis which will be develop.

1. 서 론

수소 에너지에 대한 기대가 커짐에 따라 대용량의 수소 압축기 개발이 대두 되고 있다. 기존의 대용량 압축기는 스크류 타입이나 회전식을 많이 채택하지만, 이러한 방식은 고압의 가스를 얻기 힘들기 때문에 왕복동식 타입의 연구가 활발히 진행되고 있다. 그러나 왕복동식 압축기의 경우 기구적 특성상 피스톤이 왕복하면서 압력차가 발생하여 맥동압(pulsating pressure)이 발생 하게 되며 이는 왕복동식 압축기에서 발생하는 진동의 주원인이 된다.

이러한 맥동압을 줄이기 위하여 주로 완충기(snubber)를 설치하게 된다. 완충기는 내부의 버퍼를 이용하여 고압으로 압축된 수소 가스가 완충기를 통과하면서 맥동 압력의 진폭을 감소시키고 수소 가스의 이물질 제거하는 역할을 한다. 맥동의 성질이 저감 되어야 압축기 내부의 압축 효율을 증대시킬 수 있으므로, 완충기에 대한 연구가 필수적이다. 그리고 이 맥동압은 높은 소음과 기계 진동을 야기 시켜 기계의 마멸 또는 파손 등의 문제를 일으킨다. 그러므로 수소 압축기의 안전성 측면에서 진동 저감이 필수적으로 요구 되고, 이러한 진동 저감 방안을 위해서는 진동 특성 파악이 필요하다.

따라서 본 논문에서는 현재 시험적으로 제작된 수소 압축기에 설치되어 있는 완충기의 성능을 증대하기 위해 유체적인 측면의 수치해석^[1-4]과 구조 진동적인 측면의 수치해석을 비교하였으며, 수소압축기의 전반적인 진동 측정을 통해 현 상

† 정재환, 경상대학교 정밀기계공학과
E-mail : asrina002@nate.com
TEL : (055)640-3189 FAX : 055-640-3188

* 경상대학교 정밀기계공학과

** 경상대학교 기계항공공학부

태를 파악하여 이후 개발될 수소 압축기를 위한 기초 자료를 제시한다.

2. 완충기 연구 배경

2.1 연구 목적

맥동압의 발생 저감을 위하여 유동적 측면에서 압력손실이나 맥동 저감률에 대한 연구^{[1][4]}는 많으나, 진동적인 측면에서의 연구는 미흡한 실정이다. 왕복동식 압축기의 경우 다른 타입의 압축기보다 진동이 상대적으로 크기 때문에 진동에 대한 고려가 필요하다. 따라서 본 논문에서는 맥동압 저감 및 압축 효율을 위해 완충기의 입·출구 파이프의 위치와 내부 버퍼의 각도를 조정하여, 완충기의 진동특성을 알아보고자 수치해석을 수행하였고, 그 결과를 비교 분석 하였다.

2.2 연구 대상

Table 1과 Fig. 1은 본 연구에서 해석을 수행한 완충기 case의 형상과 설계 변수들을 나타내고 있다.

완충기의 직경은 193.68mm이고, 내부에 입구파이프로 들어온 고압의 수소의 압력 진폭을 감소시키는 버퍼(buffer)가 있다. Fig. 1에서 A는 입구 파이프와 출구 파이프의 높이차 나타내고 B는 출구 파이프와 완충기 기저부의 높이차를 나타낸다. Table 1에서 Original은 기존에 개발된 수소압축기의 완충기로 출구 파이프의 위치는 기저부에서부터 375mm 이고, 출구 파이프가 입구 파이프보다 아래에 130mm 떨어져 있다. 이 case를 기준으로 입구 파이프와 기저부의 간격을 375mm로 하고, 입구 파이프와 출구 파이프의 간격을 0~400mm로 변경하여 Table 1과 같이 총 5가지 case(IO-01~05)에 대한 진동 해석을 수행 하였다. 그리고 완충기 내부 버퍼의 각도의 변화에 의하여, 수소압축기의 압축효율 및 맥동저감 효율이 영향을 받을 수 있으므로 버퍼의 각도를 25°~60°로 변경하여 해석을 수행하였다.

3. 완충기의 진동 해석

3.1 자유 진동 해석

Table 2는 각 case별 고유치를 나타내고 있다.

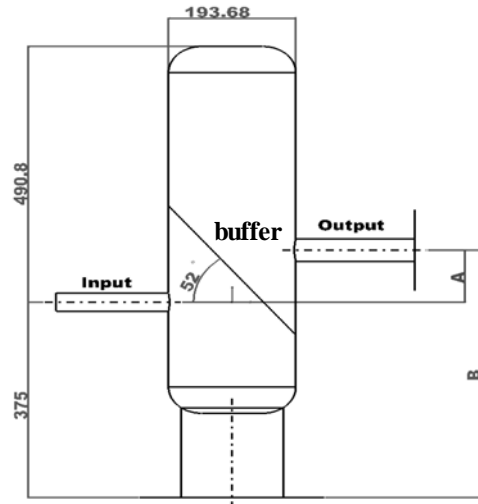


Fig. 1 Geometry of the snubber model

Table 1 Model specification

| Cases | input과 output 간격(A) | output과 bottom 간격(B) |
|----------|------------------------|-------------------------|
| original | -130mm | 375mm |
| IO-01 | 0 | 375mm |
| IO-02 | 100mm | 475mm |
| IO-03 | 200mm | 575mm |
| IO-04 | 300mm | 675mm |
| IO-05 | 400mm | 775mm |

이를 살펴보면 original과 IO-01~03까지는 3차 모드가 IO-04와 05는 2차 모드에서 540Hz~560Hz로 나타남을 알 수 있다.

완충기내부의 버퍼의 변위는 0.0377~0.0314mm로 진동이 탁월한 것을 볼 수 있다. 이는 original과 IO-01~03 case는 출구 파이프 위치 때문에 2차 모드에서 완충기의 상부가 많은 영향을 받는 것으로 사료된다. 하지만 IO-04와 05의 경우 출구 파이프가 높게 설계되어 완충기의 상부의 움직임을 구속하기 때문에 상대적으로 영향이 적게 나타나는 것으로 사료 된다.

3.2 강제 진동 해석

왕복동식 수소압축기의 맥동압의 영향이 진동적인 측면에서 어떠한 영향을 주는지 알아보기 위해 강제 진동 해석을 수행 하였고, 해석 수행 과정 및 구속 조건은 자유진동 해석과 동일하다.

Table 2 Natural frequency of all cases

| mode | Original | IO-01 | IO-02 | IO-03 | IO-04 | IO-05 |
|------|----------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 1 | 224.0 | 185.6 | 210.4 | 239.8 | 270.9 | 299.8 |
| 2 | 431.7 | 319.4 | 377.1 | 457.4 | 540.8 | 551.4 |
| 3 | 556.3 | 559.6 | 558.5 | 559.5 | 588.9 | 680.8 |
| 4 | 694.4 | 673.1 | 678.1 | 648.9 | 685.6 | 737.7 |
| 5 | 811.1 | 823.3 | 812.6 | 803.1 | 804.9 | 826.1 |

Fig. 2는 12Mpa, 180~600Hz로 가진한 각 case의 완충기의 주파수응답을 비교한 것이다. 결과를 살펴보면 IO-01~03의 경우 original보다 강제응답이 작게 나타나고 IO-04와 05는 크게 나타나는 것을 볼 수가 있다. 이는 IO-01~03은 출구 파이프가 내부 버퍼의 위치와 비슷하여 mode를 잡아주기 때문에 변위가 작은 것으로 사료된다.

따라서 유동 해석에 의해 압력 손실과 맥동의 진폭저감이 최적화 되더라도 완충기의 진동 특성은 오히려 증가 할 수 있는 것을 볼 수 있다.

3.3 버퍼각의 변화에 따른 수치해석 결과

Table 3은 IO-01의 각 변화에 따른 고유 진동수이다. 이를 살펴보면 버퍼의 영향을 많이 받는 IO-01-52 (mode 3), IO-01-25 (mode 5), IO-01-30 (mode 5), IO-01-40 (mode 4), IO-01-60 (mode 3)을 살펴보면 각도가 감소할수록 완충기의 고유치가 증가함을 볼 수 있다.

Fig. 6은 각 변화에 따른 주파수 응답을 나타낸다. 이를 살펴보면 60° (398 Hz, 4 e-3 mm), 40° (798 Hz, 6 e-4 mm), 30° (877 Hz, 4 e-4 mm)에서 기존의 52°보다 진동 응답이 크게 나타남을 알 수가 있다. 그리고 25°의 경우는 다소 감소함을 알 수 있다. 이것은 각도가 증가 하면서 면적이 증가되고 그로인해 강성이 변화되어 응답이 크게 나타나는 것으로 사료된다.

4. 수소 압축기의 진동 해석

4.1 자유 진동 해석

Table 4는 모드별 고유 진동수를 나타낸 것이다. 수행 방법은 Fig. 4에서 Crank Case 바닥 부분을 고정후 Cylinder Block에 파이프를 연결하지 않은 Non-Pipe 상태와 파이프를 연결한 상태 두

가지 경우에 대하여 고유진동수를 계산하였다.

Non-Pipe 상태에서는 1~4차 모드까지는 굽힘 모드가 나타났고 5차 모드에서 비틀림이 나타났으며 5차 모드에서 고유 진동수가 200Hz대로 나타났다. 그리고 8차 모드에선 300Hz대로 나타났다. 10차 모드에선 330.66Hz까지 나타났다.

Table 3 Natural frequency of angle change

| mode | IO-01-52 | IO-01-25 | IO-01-30 | IO-01-40 | IO-01-60 |
|------|----------|----------|----------|----------|----------|
| 1 | 1856.5 | 188.5 | 188.5 | 186.4 | 184.5 |
| 2 | 319.4 | 330.7 | 322.4 | 320.9 | 317.9 |
| 3 | 559.6 | 684.4 | 677.0 | 676.1 | 398.0 |
| 4 | 673.1 | 824.6 | 823.0 | 797.5 | 654.5 |
| 5 | 823.3 | 954.6 | 877.4 | 822.8 | 694.8 |
| 6 | 923.7 | 1092.8 | 1002.1 | 989.5 | 825.5 |
| 7 | 977.5 | 1202.9 | 1202.9 | 1184.6 | 971.0 |
| 8 | 1180.9 | 1222 | 1222 | 1253.4 | 1037.4 |

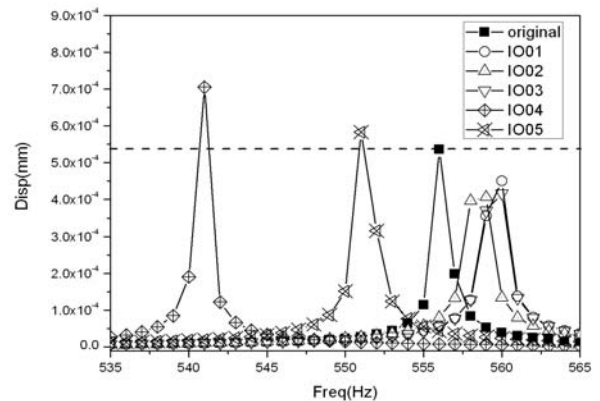


Fig. 2 Result of forced vibration of each case

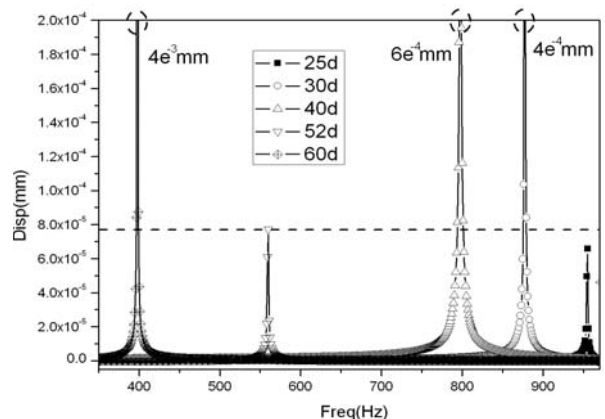


Fig. 3 Result of forced vibration in Angle Change

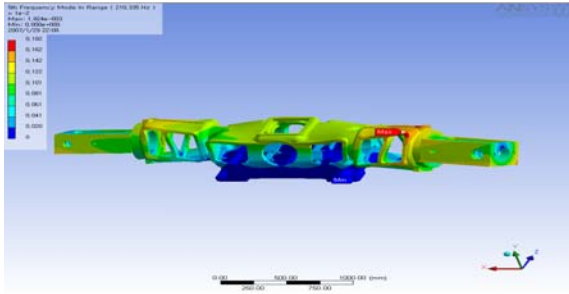


Fig. 4 5th frequency mode of hydrogen compressor without pipe (210.33Hz)

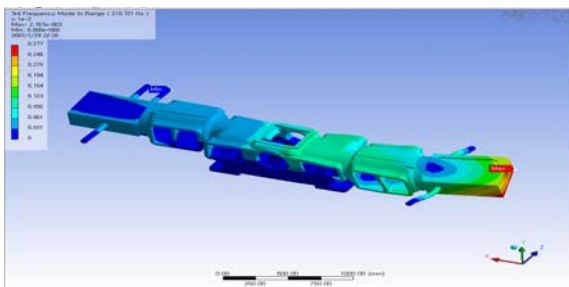


Fig. 5 3rd natural frequency mode of hydrogen compressor add pipe condition (210.72Hz)

Table 4 Mode natural frequency

| Mode | Non Pipe Condition Nature Frequency(Hz) | Mode | Add Pipe Condition (Hz) |
|------|---|------|-------------------------|
| 1 | 52.89 | 1 | 63.67 |
| 2 | 58.20 | 2 | 74.52 |
| 3 | 60.28 | 3 | 210.72 |
| 4 | 60.60 | 4 | 233.75 |
| 5 | 210.33 | 5 | 249.82 |
| 6 | 233.41 | 6 | 259.74 |
| 7 | 261.33 | 7 | 295.74 |
| 8 | 300.08 | 8 | 312.83 |
| 9 | 318.08 | 9 | 324.41 |
| 10 | 330.66 | 10 | 347.20 |

Fig. 5는 Pipe의 영향을 보기 위하여 Pipe를 장착한 상태에서의 고유 진동수를 나타낸 것이다. 바닥 부분과 파이프 각 끝 부분을 모두 고정하였다. 파이프의 결합으로 인해 강성이 증가하여 Non-Pipe상태의 고유진동수보다 전체 고유진동수가 증가 하였다. 파이프 장착 상태에서는 1~2차 모드 까지는 굽힘 모드가 나타났고, 3차 모드에서 비틀림이 나타났으며 200Hz대로 나타났다. 8차 모드에서 300Hz대, 최종 10차 모드에서

347.2Hz로 나타났다.

4.2 강제 진동 해석

Fig. 6, 7, 8은 각 축 방향에 대한 강제진동응답을 나타낸 것이다. Y축과 Z축에 비해 X축에서 다양한 주파수에서 진폭이 크게 나타난 것을 알 수 있다.

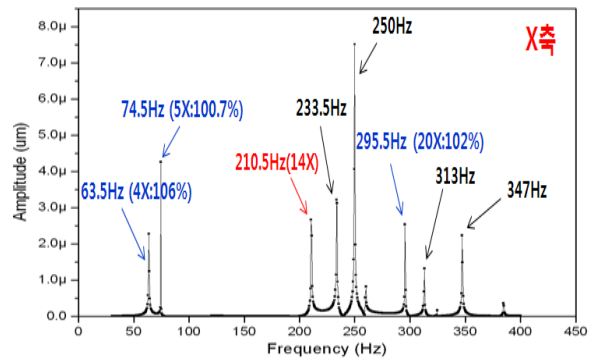


Fig. 6 Forced vibration response for X-Axis

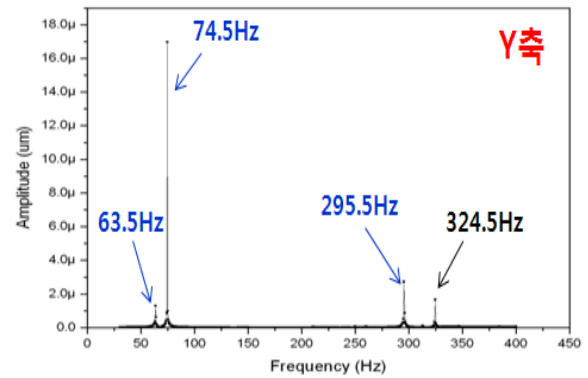


Fig. 7 Forced vibration response for Y-Axis

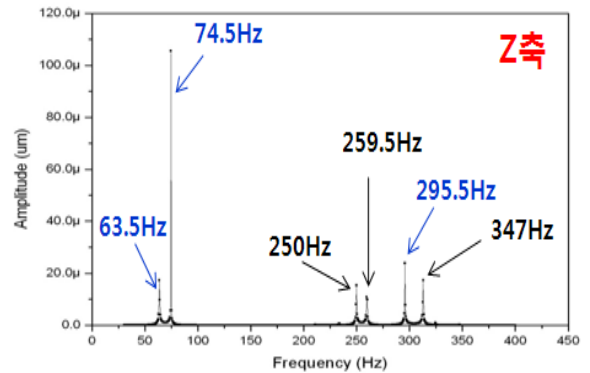


Fig. 8 Forced vibration response for Z-Axis

이것은 수소 압축기 피스톤이 X축 방향으로 왕복 압축운동을 하도록 설계되었기 때문에 X축 방향으로 진동이 쉽게 발생하는 것으로 사료 된다. 따라서 X축은 피스톤의 왕복 운동의 영향을 적게 받는 Y축이나 Z축 보다 다양한 주파수대에서 진폭이 크게 발생된 것이다. 그리고 63.5Hz, 74.5Hz, 295.5Hz는 X축뿐만 아니라 Y축과 Z축에도 나타나는 것을 알 수 있다. 그러므로 이후 이 영역 대에 대한 고려가 필요 하다.

5. 진동 측정

5.1 측정 대상

Table. 5는 현재 개발 중인 수소 압축기의 재원이다. 하지만 아직 개발 단계이므로 진동과 소음을 측정 할 수 없었다. 따라서 이번 개발 대상과 같은 형태인 왕복동식 수소 압축기에 대하여 진동을 측정 하였다.

5.2 규격

왕복동식 압축기의 규격으로는 일반적으로 ISO 10816/6을 적용한다. 하지만 ISO 10816/6의 경우 왕복동식 압축기의 진동을 12단계로 나누어 놓았지만, 사용영역에 대한 명확한 구분이 되어 있지 않으므로 현재 독일에서 ISO 10816/6을 보완하기 위해 제정된 VDI 3838을 적용 하였다.

5.3 측정 방법

진동을 측정하기 위해 장비는 Pulse 3560(B&K SV), VIBROTEST 60(B&K Vibro), 가속도계를 사용 하였다. VDI(ISO와 동일)규격에 따라 Fig. 9~11과 같이 측정 위치를 정하였다. 모터를 기준으로 좌·우 각 3개, 바닥으로부터 상부까지 각 3개의 기준, 그리고 진동의 방향성을 알아보기 위해 각 포인트에 X, Y, Z 세 방향으로 총 18 포인트로 진동을 측정하였다.

Table 5 Specification of reciprocating compressor

| | |
|------------------|-------------------------|
| CAPACITY | 800 Nm ³ /hr |
| SUCTION PRESS. | 2.452 MPa G. |
| DISCHARGE PRESS. | 19.614 MPa G. |
| POWER | 110 KW |

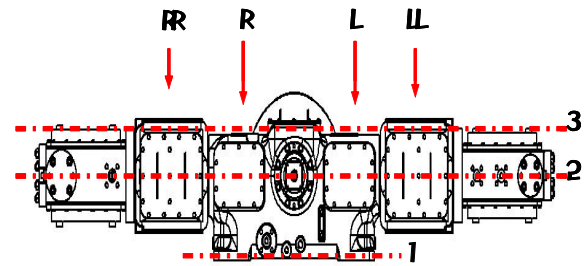


Fig. 9 Vibration measurement point (The front side)

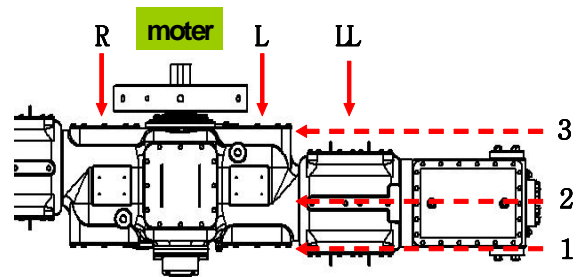


Fig. 10 Vibration measurement point (The upper side)



Fig. 11 Vibration measurement direction

5.4 측정 결과

Table 6은 수소압축기의 진동 측정결과이다.

측정 결과 최고 값이 나타나는 위치는 변위의 경우 X-축 R,3,1 위치에서 $7.05\mu\text{m}$, 속도는 Z-축 L,3,3에서 2.07mm/s , 그리고 가속도는 Z-축 R,2,2에서 2.1m/s^2 정도로 나타났다. 전반 적으로 수소 압축기의 진동값은 VDI 3838의 기준 보다 낮게 나타나는 것을 알 수 있다.

따라서 현재 수소압축기는 진동측면에서 양호한 상태라는 것을 알 수 있었다. 그러나 이후 장시간 운전에 따른 소모에 의해 진동이 증가되면 방진 패드나 동흡진기의 사용이 효과적이라고 사료된다.

Table 6 Vibration measurement result

| Measuring point | X | | | Y | | | Z | | |
|-----------------|-------------|-------------|-----------------------|-------------|-------------|-----------------------|-------------|-------------|-----------------------|
| | s (μm) | v (mm/s) | a (m/s ²) | s (μm) | v (mm/s) | a (m/s ²) | s (μm) | v (mm/s) | a (m/s ²) |
| R,3,3 | 6.55 | 1.47 | 1.24 | 2.92 | 0.87 | 1.29 | 5.27 | 1.31 | 1.11 |
| R,2,3 | 5.21 | 1.16 | 1.09 | 2.85 | 0.72 | 1.30 | | | |
| R,1,3 | 2.73 | 0.45 | 0.50 | 1.30 | 0.33 | 0.67 | 4.71 | 1.21 | 0.9 |
| R,3,2 | 3.50 | 1.27 | 1.56 | 4.19 | 0.95 | 1.44 | 4.09 | 1.62 | 1.69 |
| R,2,2 | 5.32 | 1.64 | 1.84 | 4.06 | 1.04 | 1.97 | 6.91 | 2.05 | 2.1 |
| R,1,3 | 3.23 | 0.83 | 0.95 | 3.05 | 0.74 | 0.99 | | | |
| R,3,1 | 7.05 | 2.02 | 1.89 | 7.76 | 1.56 | 1.66 | 3.66 | 1.70 | 1.52 |
| R,2,1 | 6.19 | 1.52 | 1.39 | | | | | | |
| R,1,1 | 2.88 | 0.55 | 0.56 | 2.11 | 0.5 | 0.71 | 4.18 | 1.78 | 1.18 |
| L,3,3 | 6.53 | 1.95 | 1.64 | 5.67 | 1.71 | 1.92 | 5.73 | 2.07 | 1.41 |
| L,2,3 | 5.48 | 1.59 | 1.38 | | | | | | |
| L,1,3 | 1.67 | 0.47 | 0.63 | 1.50 | 0.48 | 0.75 | 4.51 | 1.65 | 1.43 |
| L,3,2 | 5.65 | 1.90 | 1.71 | 3.47 | 1.45 | 1.63 | 4.08 | 1.64 | 1.63 |
| L,2,2 | 4.52 | 1.33 | 1.37 | 2.27 | 1.38 | 1.63 | 3.20 | 1.37 | 1.59 |
| L,1,3 | 2.28 | 0.70 | 0.82 | 1.26 | 0.65 | 0.87 | | | |
| L,3,1 | 5.90 | 1.87 | 1.54 | 3.18 | 1.34 | 1.67 | 3.98 | 1.48 | 1.35 |
| L,2,1 | 4.68 | 1.46 | 1.34 | 2.90 | 1.17 | 1.56 | | | |
| L,1,1 | 1.67 | 0.48 | 0.60 | 1.60 | 0.40 | 0.73 | 3.14 | 1.08 | 0.98 |

6. 결 론

왕복동식 수소 압축기용 완충기의 압력 손실과 맥동압 저감에 따른 유동 해석 결과를 진동적인 특성에 따른 분석을 위해 자유 및 강제 진동 해석을 수행 하였고, 다음과 같은 진동 해석은 결론을 얻을 수 가 있었다.

완충기 자유 진동 해석의 경우 각 case별 고유치 및 모드 형상을 확인한 결과, 완충기내부의 버퍼 진동이 탁월한 것을 확인 하였다. 그러므로 진동저감을 위해서는 버퍼의 두께를 조정하는 것이 효과적이라고 사료 되나, 이는 맥동 진폭 감소에 영향을 줄 수 있으므로 고려가 필요하다고 사료된다.

강제진동해석의 경우 IO-01~03은 original 완충기보다 변위가 작은 것을 확인 하였고, 압력 손실이나 진폭저감의 상태에 따라 진동적 특성이 좋지만은 않다는 것을 알 수가 있었다. 그리고 유동해석결과와 진동 특성을 같이 분석한 결과 IO-01이 압력 손실은 다소 있지만 가장 효과적이라고 사료 된다.

버퍼의 각을 변화하여 진동 특성을 살펴 본 결과 25°의 경우 변위가 감소한 것을 볼 수 있었다.

그리고 수소 압축기의 진동 저감 대책을 마련하기 위하여 진동 특성을 살펴보았다.

현재 개발 된 수소 압축기의 자유진동해석을 통해 고유치 및 고유모드를 살펴보았고, 강제진동 해석을 통해 주파수 응답을 살펴보았다. 이결과 수소 압축기의 고유치가 압축기 모터의 구동 주파수 성분의 공진 영역 내에 있으므로 이후 이 영역에 대한 고려가 필요 하다고 사료 된다.

이 결과를 토대로 새로 개발 될 왕복동식 수소 압축기의 수치 해석적 진동 특성 파악의 기초 데이터로 사용할 수 있다고 사료 된다.

후 기

이 논문은 교육과학기술부 및 한국산업기술재단의 지역혁신인력양성사업과 2단계두뇌한국21 (2nd BK21)의 지원을 받았습니다.

참고문헌

- [1] Wanda Ali Akbar, "A Study on High-Pressured Gas Flow inside buffers of Reciprocating Hydrogen Compressor System", the Degree of Master, Gyeongsang University, pp. 95~102, 2007.
- [2] K. J. Sim, "A matter of Flow Characteristics and Optimum Design of Reciprocating Type Hydrogen Compressor Snubber", the Degree of Master, Gyeongsang University, pp.136-143, 2007
- [3] K. J. Sim, C. S. Yi, Wanda Ali Akbar, H. S. Jung, H. M. Jung and M. G. "CFD Analysis on the Without-Snubber of Reciprocation Hydrogen Compressor", Proceedings of the KSME Gyeongnam Spring Meeting 2006, pp. 187~192, 2006.
- [4] K. J. Sim, C. S. Yi, Wanda Ali Akbar, H. S. Jung, H. M. Jung and M. G. "Numerical Analysis on the Pressure Characteristics in a Snubber for Hydrogen Compressor", J. of The Korean Society for Power System Engineering Volume 1, No. 2, pp. 76~81, 2007.
- [5] B. S. Yang, Actuality of equipment diagnosis by vibration's law, Ilo. P. 240-241, Korea, 1994.