

병렬 운전되는 대형 왕복동 압축기의 가스맥동 분석

김 성 준, 김 현 철, 김 현 진^{*†}

인천대학교 대학원, *인천대학교 기계공학과

Gas pulsation analysis of large reciprocating compressor in parallel operation

Seongjun Kim, Hyuncheol Kim, Hyun Jin Kim^{*†}

Graduate School, University of Incheon, Incheon 402-749, Korea

^{*}Department of Mechanical Engineering, University of Incheon, Incheon 402-749, Korea

ABSTRACT: For large reciprocating compressors in parallel operation, an analytical study has been carried out on the gas pulsation in associated discharge piping lines. Since the pressure pulsation at a valve, valve dynamics, and the gas flow rate through the valve are interrelated, affecting one another, these need to be solved simultaneously. Acoustic transfer matrix method, which relates acoustic pressure and velocity at one location to those at another location, has been adopted to calculate the effect of the gas flow at one valve location on the gas pulsation at other valve locations.

Key words: Gas pulsation(가스맥동), Reciprocating compressor(왕복동 압축기), Acoustic transfer matrix(음향전달 매트릭스)

1. 서 론

피스톤이 회전 운동하는 로타리 방식의 압축기에 비해 왕복동식 압축기는 피스톤의 왕복운동으로 인한 진동과 가스맥동이 매우 크게 나타난다. 가정용 냉장고에 사용되는 소형 왕복동 압축기는 압축기 본체를 밀폐된 셀 내부에서 4개의 스프링으로 지지해 주어서 그 진동이 외부로 전달되지 못하게 하며, 흡입부 및 토출부에 머플러를 장착하여 가스맥동을 크게 감소시켜준다. 대형 왕복동 압축기에서는 균형추 설계를 통해 진동을 유발하는 불균형력의 감소를 피하며 또한 압축기의 흡입부 및 토출부에 흡입 스너버(snubber) 및 토출 스너버를 설치하여 가스맥동을 감쇄시킨다.

하지만 많은 경우 진동과 가스맥동이 여전히 압축기 시스템과 주변 연결 배관에 문제를 일으키는 경우가 많아서 API(American Petroleum Institute)에서는 가스맥동치를 어느 수준 이하로 제한하는 규정을 가지고 있다⁽¹⁾.

왕복동 압축기의 성능 해석에 대해서는 많은 연구가 수행되어 오고 있으며⁽²⁾, 음향전달 매트릭스를 통해 가스맥동을 해석하는 방법^(3,4), 실린더에서 피스톤의 양쪽을 모두 압축실로 활용하는 복동식 왕복동 압축기에서 발생하는 가스맥동이 압축기 성능에 미치는 영향에 대한 연구⁽⁵⁾ 등 많은 유관 연구가 있다. 본 연구에서는 왕복동 압축기 2대가 병렬로 연결되어 운전되고 있을 때 압축기 간에 일어나는 가스맥동의 상호작용에 대해 해석적으로 살펴보고자 한다.

[†] Corresponding author

Tel.: +82-32-770-8419; fax: +82-32-770-8410

E-mail address: kimhj@incheon.ac.kr

2. 왕복동 압축기 시스템

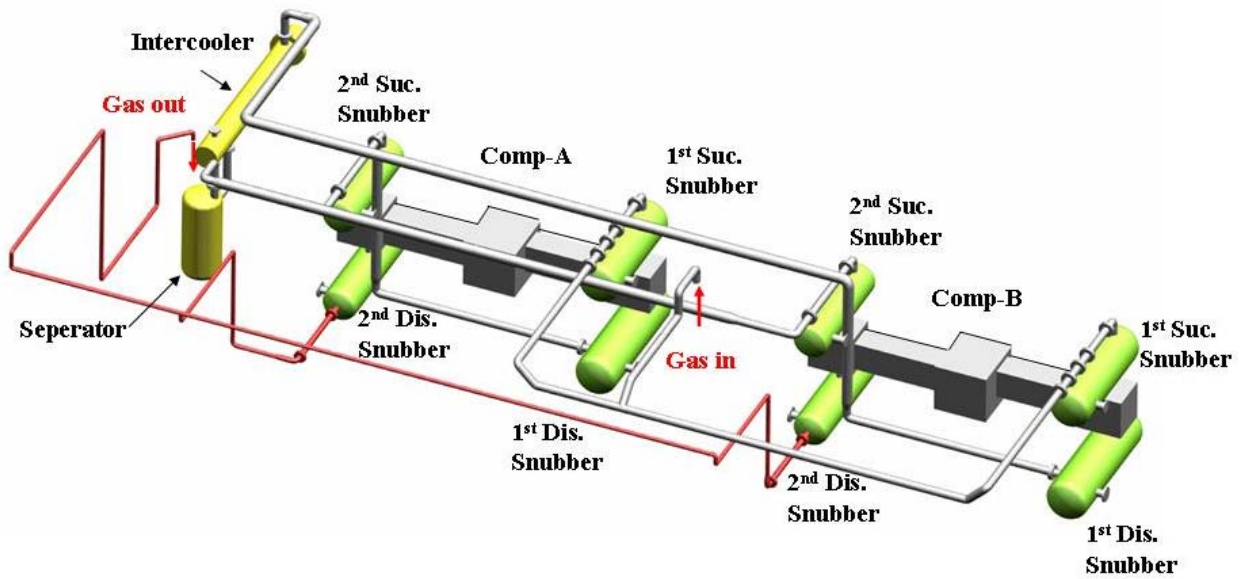


Fig. 1 Two compressors in parallel operation

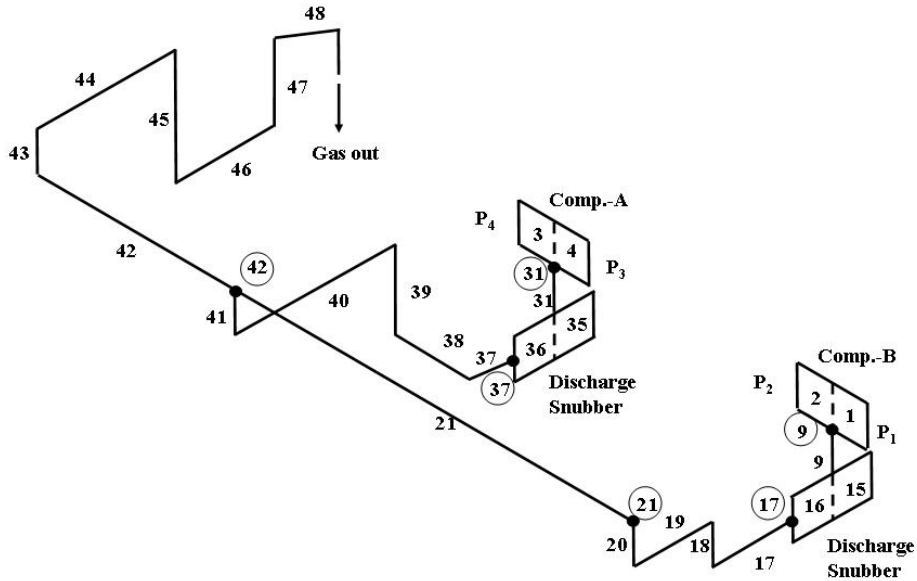


Fig. 2 Discharge pipe lines for the 2nd stage

Fig. 1은 2대의 왕복동 압축기가 병렬 연결되어 있는 시스템을 보여준다. 각 압축기는 2개의 실린더가 크랭크축 양쪽으로 대칭으로 전개되어 있는 대향형이고, 한 쪽 실린더는 1단으로 다른 쪽 실린더는 2단으로 사용되는 2단 압축용이다. 각 실린더 위쪽에는 흡입 스너버가 아래 쪽에는 토출 스너버가 위치하고 있다. 작동유체는 H_2 가 96.5%, CH_4 가 3.5%인 혼합가스이며 흡입압은 12.2 bar 토출압은 39.3 bar, 그리고 중간압은 22 bar이다. 압축기 유량은 흡입조건기준 $780 \text{ m}^3/\text{hr}$ 이고, 모터는 370 rpm에서 567 kW의 출력을 낸

다. 흡입 파이프 라인을 통해 흡입된 가스는 양쪽으로 분지된 파이프 라인을 통해 압축기 A 및 압축기 B로 각각 흡입되고 있으며, 각 압축기에서 1단 압축 후, 각각의 1단 토출 스너버에서 나온 가스가 모여져서 중간냉각기(intercooler) 및 분리탱크(separator)를 거쳐서 각 압축기의 2단 흡입 스너버로 들어간다. 각 압축기에서 2단 압축된 가스는 각각 2단 토출 스너버로 모아진 후, 연결배관을 따라 한 라인으로 되고 압축기 시스템 외부로 이송된다. 여기서는 2단 압축 후의 토출 시스템에서의 가스맥동을 해석하고자 한다.

Fig. 2는 2단 토출 시스템의 모식도이다. 각 압축기의 2단 토출 스니버에서 나온 배관들은 ㉔점에서 모이지고 이후 단일 배관으로 토출된다. 압축기 A와 압축기 B는 모두 복동식(double acting)이다. 각 압축기의 헤드부(H.E)와 크랭크부(C.E) 각각에 토출 밸브가 있는 플레넘이 있어서 180도 위상차를 가지고 가스를 토출한다. 압축기 B의 헤드부 토출 플레넘을 1, 크랭크부 토출 플레넘을 2, 그리고 압축기 A에서는 헤드부 및 크랭크부를 각각 3과 4로 표기하였다. 압축기 A와 압축기 B는 별도의 모터로 구동되므로 각 압축기 간의 크랭크각 위상차는 알 수 없고 또한 운전 시마다 달라진다. 본 연구에서는 일단 두 압축기의 위상차가 없다고 가정하였다.

3. 가스맥동 해석 방법

어느 r 번째 음향 요소의 전후에 존재하는 음압과 질량속도들 간의 관계는 다음의 전달 매트릭스 방식으로 표현된다⁽⁴⁾.

$$\begin{Bmatrix} p_r \\ \dot{m}_r \end{Bmatrix} = [T_r] \begin{Bmatrix} p_{r-1} \\ \dot{m}_{r-1} \end{Bmatrix} \quad (1)$$

이때 각 요소의 전달 함수는 단순한 연결 배관일 경우에는 식(2)와 같이 된다.

$$[T_r] = \begin{bmatrix} \cosh \gamma l_r & Y_r \sinh \gamma l_r \\ \frac{1}{Y_r} \sinh \gamma l_r & \cosh \gamma l_r \end{bmatrix} \quad (2)$$

여기서 γ 는 $\gamma = \beta + jk$ 로서 β 는 $\beta = \frac{1}{d} \sqrt{2\mu\omega/\rho a_0^2}$ 이고, $k = 2\pi/\lambda$ 이다. 또한 공간으로 이루어진 토출실 등과 같은 음향요소들에서는 식(3)과 같은 병렬연결 임피던스로 간주될 수 있다.

$$[T_r] = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1/Z_r & 1 \end{bmatrix} \quad (3)$$

압축기 A 및 압축기 B에서의 토출밸브는 모두

4개로서 가스맥동의 근원이 4 곳이라고 할 수 있다. 이들 4 곳에서의 밸브 유동은 상호 영향을 미친다. 먼저 밸브 i 와 밸브 j 에서의 상호 영향을 밸브 i 와 밸브 j 사이의 전달 매트릭스를 사용하여 식(4)와 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} p_i \\ \dot{m}_i \end{Bmatrix} = [T_{i,j}] \begin{Bmatrix} p_j \\ \dot{m}_j \end{Bmatrix} \quad (4)$$

밸브 1과 밸브 2 사이의 전달 매트릭스 $[T_{1,2}]$ 는 음향요소 1번과 음향요소 2번 사이에 배관 9번을 통해 뻗어 나가는 토출 라인이 있으므로 이 부분을 곁가지(side branch)로 간주하여 식(5)와 같이 쓸 수 있다.

$$[T_{1,2}] = [T_1][T_{9-48}]_{sb}[T_2] \quad (5)$$

여기서

$$[T_{9-48}] = [T_9][T_{15}]_{sb}[T_{16}][T_{17}][T_{18}][T_{19}][T_{20}][T_{21}][T_{41-3}]_{sb}[T_{42-48}] \quad (5a)$$

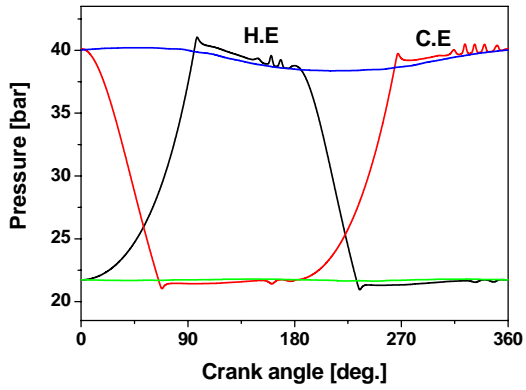
$$[T_{42-48}] = [T_{42}][T_{43}][T_{44}][T_{45}][T_{46}][T_{47}][T_{48}] \quad (5b)$$

$$[T_{41-3}] = [T_{41}][T_{40}][T_{39}][T_{38}][T_{37}][T_{36}][T_{35}]_{sb}[T_{31}][T_4]_{sb}[T_3] \quad (5c)$$

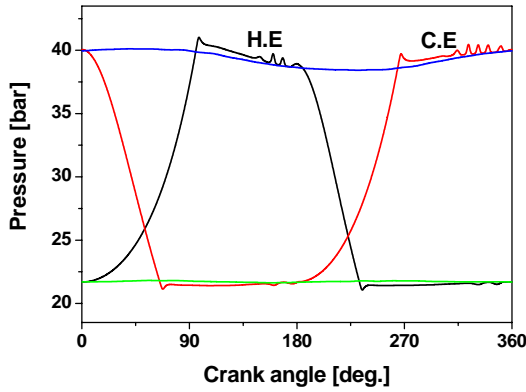
배관 9번을 통해 뻗어 나가는 토출 라인을 곁가지로 간주한 전달 매트릭스 $[T_{9-48}]_{sb}$ 에서 마지막 배관 48 이후에는 무반향(anechoic) 조건을 가정하였고, $[T_{41-3}]$ 는 ㉔점에서 갈라치기하는 41번 배관에서 압축기 A의 토출 머플러 3번(또는 4번)까지의 음향요소들로 이루어진 전달 매트릭스이다. 또한 다른 밸브들 사이의 전달 매트릭스도 이와 유사한 방법으로 구할 수 있다.

식(4) 및 식(5)로부터 밸브 1과 밸브 2에서의 음압 p_1 및 p_2 는 각 밸브에서의 질량유량 \dot{m}_1 및 \dot{m}_2 로부터 식(6)과 같이 얻을 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} p_1 \\ p_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} z_{11} & z_{12} \\ z_{21} & z_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{m}_1 \\ \dot{m}_2 \end{Bmatrix} \quad (6)$$



(a)



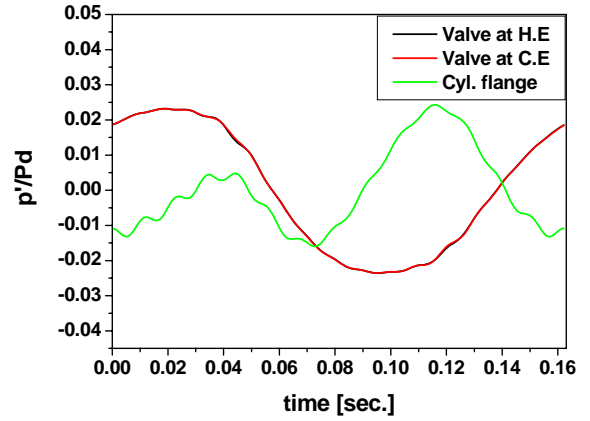
(b)

Fig. 3 P-V diagram: (a) Comp.-A, (b) Comp.-B

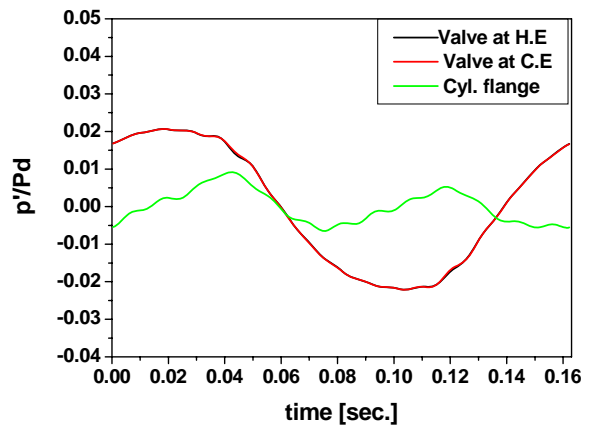
그런데 현재 다루고 있는 음향 시스템에서는 밸브 유동이 모두 4 곳에서 일어나므로 이들 모두를 고려하면 각 밸브에서의 음압(가스맥동) p_1 , p_2 , p_3 , 및 p_4 와 또한 토출라인 출구 무반향점에서의 음압 p_a 는 식(7)과 같이 종합하여 나타낼 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} p_1 \\ p_2 \\ p_3 \\ p_4 \\ p_a \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} z_{11} & z_{12} & z_{13} & z_{14} \\ z_{21} & z_{22} & z_{23} & z_{24} \\ z_{31} & z_{32} & z_{33} & z_{34} \\ z_{41} & z_{42} & z_{43} & z_{44} \\ z_{a1} & z_{a2} & z_{a3} & z_{a4} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{m}_1 \\ \dot{m}_2 \\ \dot{m}_3 \\ \dot{m}_4 \end{Bmatrix} \quad (7)$$

토출 라인 상의 임의의 점에서의 가스맥동도와 같은 전달 매트릭스 방법을 적용하여 구할 수 있다.



(a)



(b)

Fig. 4 Pressure pulsations at the valve and cylinder flange: (a) Comp.-A, (b) Comp.-B

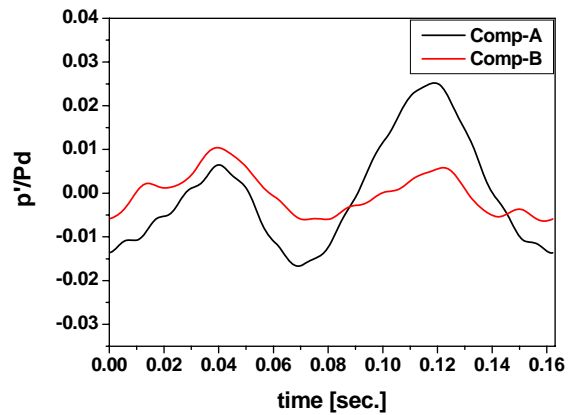


Fig. 5 Pressure pulsations at the outlet of the discharge snubbers

4. 계산 결과

Fig. 3은 2단에서의 압축선도를 보여준다. 압축기 성능해석 방법과 밸브 통과 질량유량을 가지고 가스맥동을 계산하는 상세한 방법 등은 Kim⁽⁵⁾에서 찾아 볼 수 있다. 압력선도 및 토출 플레넘에서의 가스맥동은 압축기 A 및 압축기 B에서 거의 같은 양상을 보인다.

Fig. 4에는 밸브와 실린더 플렌지 위에서의 가스맥동을 시간의 함수로 나타내었다. 밸브에서의 가스맥동신호는 거의 같으나 실린더 플렌지에서는 압축기 A에서의 피크-피크 맥동치가 4%, 압축기 B에서는 2%정도로 2배의 차이를 보인다. 이러한 맥동 크기의 차이는 Fig. 5에서 보는 것처럼 토출 스너버를 통과한 후에도 거의 그대로 유지된다.

Fig. 6에서는 토출 라인을 따라가면서 가스맥동치가 변화하는 모습을 주파수별로 분석하여 나타내었다. 2번째 하모닉이 하류로 갈수록 감소하는 모습을 볼 수 있다. 그림의 적색선은 API-618 규정에서 제시한 가스맥동 한계치이다. 본 압축

기 시스템의 경우 모든 맥동이 규정치 안으로 들어 오는 것을 알 수 있다.

Fig.7에는 압축기 A와 압축기 B의 토출라인이 연결하는 부위인 파이프요소 21번의 길이변화에 따른 각 지점에서의 가스맥동 변화를 보여준다. 연결배관의 길이 변화가 각 압축기 라인에 영향을 주지만 그 영향이 조사한 길이 범위 내에서는 그리 크지는 않다. 본 경우에는 배관 길이가 30m 일 때가 각 지점에서의 맥동이 커지는 현상을 보였다.

5. 결론

병렬 운전되는 2대의 대형 왕복동 압축기의 2단 토출 파이프라인에서,

(1) 각 실린더의 토출 플레넘에서 밸브를 통과하는 가스 유동이 유발하는 가스맥동을 음향전달 매트릭스를 이용하여 수행하였다.

(2) 복동식 실린더 2개가 병렬 연결되었으므로 모두 4 곳에서의 밸브 유동이 각 곳의 가스맥동에 상호 작용하는 것을 각 밸브 간의 음향전달

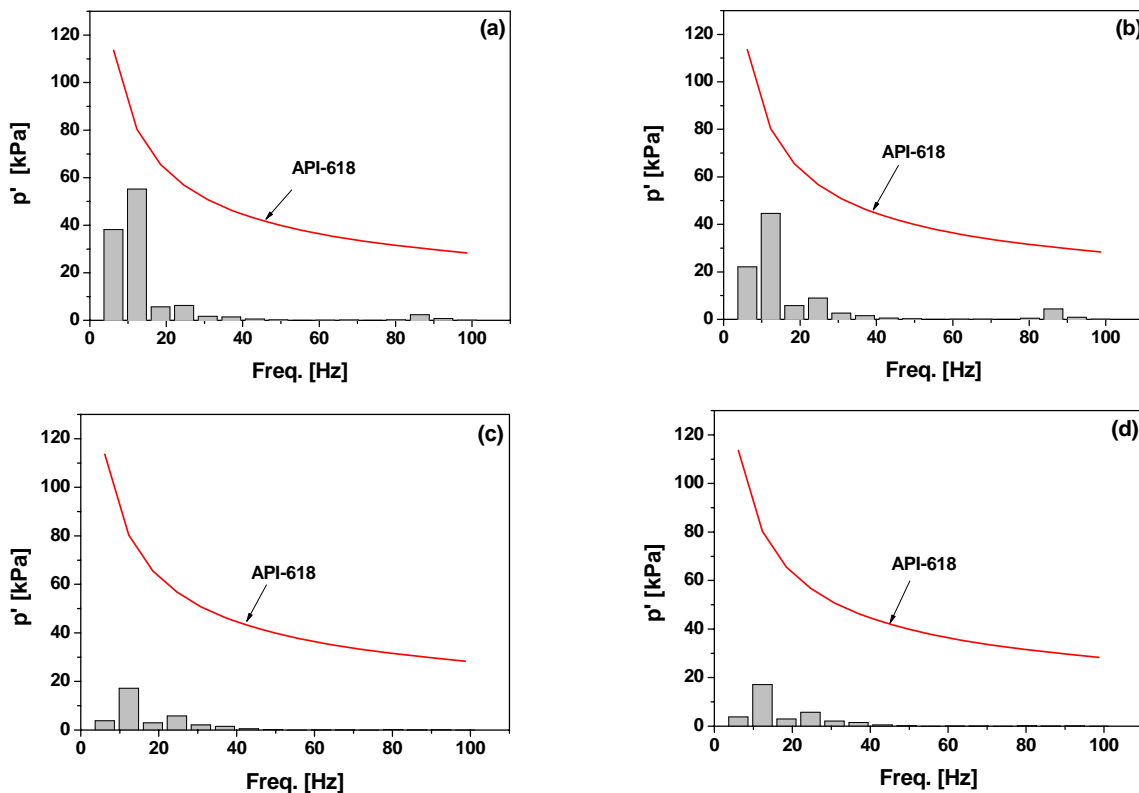


Fig. 6 Gas pulsation spectra along the discharge pipe line: (a) node 17, (b) node 21, (c) node 42, (d) node 48

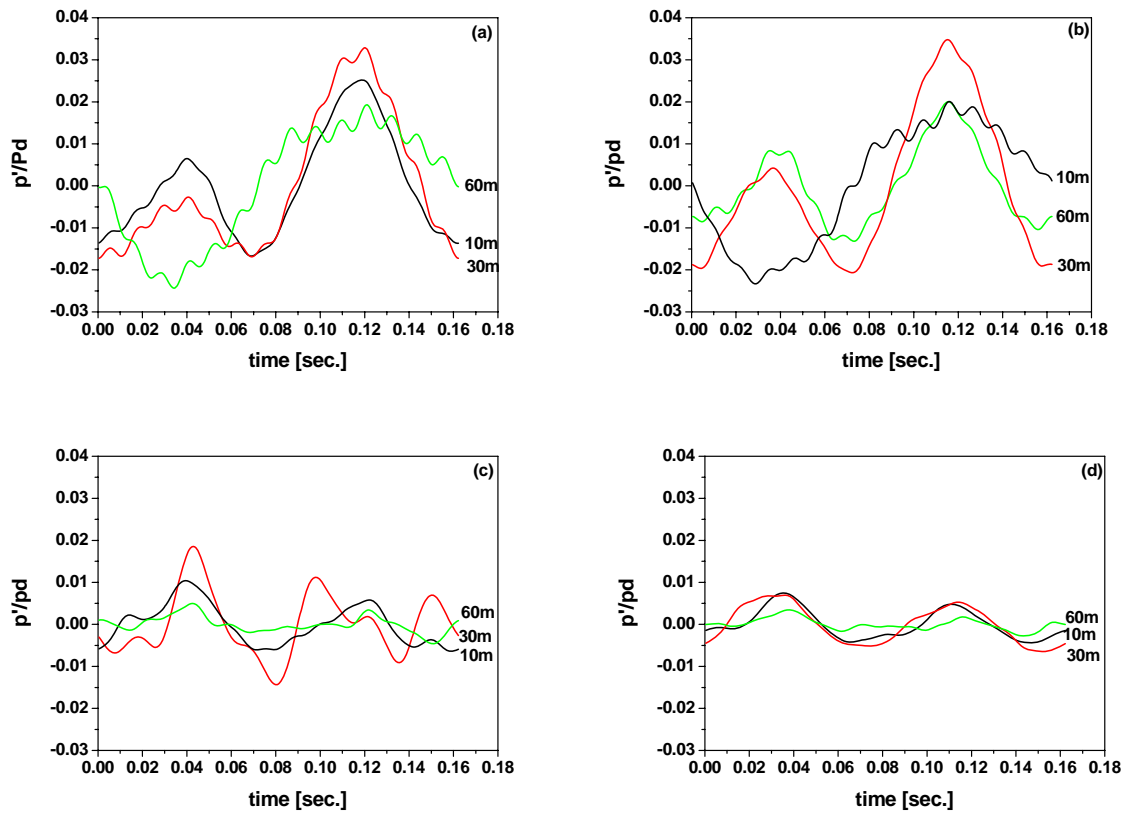


Fig. 7 Effect of connecting line length on the gas pulsation: (a) node 17, (b) node 21, (c) node 37, (d) node 42

매트릭스를 구성하여 조합하므로 반영하였다.

(3) 각 압축기의 크랭크 위상차가 없을 경우, 본 압축기 시스템에서는 각 밸브에서의 가스맥동이 거의 같게 얻어졌으며, 실린더 플랜지에서는 압축기 A에서 압축기 B보다 2배 정도의 큰 맥동을 보였다.

(4) 압축기 사이의 연결 배관 길이를 변화시킬 경우, 각 압축기에서의 맥동이 달라지는 것을 해석을 통해 볼 수 있었다.

참고문헌

1. API standard 618, 1987, Reciprocating compressors for petroleum, chemical, and gas industry, 4th edition, American Petroleum Institute
2. Soedel, W., 1972, Introduction to computer simulation of positive displacement type of compressors, Compressor Technology Conference Short Course, Purdue, USA. pp. 1-113.
3. Brablik, J., 1972, Gas pulsations as factor affecting operation of automatic valves in reciprocating compressors, Proceedings, Compressor Technology Conference, Purdue, USA, pp. 188-195
4. Munjal, M. L., 1987, Acoustics of ducts and mufflers, John Wiley & Sons. p. 75.
5. Kim, H. J., 2000, Effects of gas pulsation in piping lines on compressor performance in a double-acting reciprocating compressor, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 12, No. 5, pp. 448-456