

왕복동식 압축기 흡입 및 토출밸브의 동적 거동 고찰

김성원*, 박정희**

(Study on the Dynamic Behavior of Suction and Discharge Valves in Reciprocating Compressor)

(Sungwon Kim, Jung-Hee Park)

ABSTRACT

Despite the fact that vibration and noise of suction and discharge valves are important factors to be considered in reciprocating compressor designs, such are still have many problems to be developed. Subsequently, this paper addresses a thorough investigation to retrieve basic data for designing suction and discharge valve. In achieving this goal, the natural frequencies in suction and discharge valve were calculated using finite elements method and compared with the results of experimental method which is driven by the speaker and detected by the Laser Velocity Transducer. Also, it was found that natural frequencies are much affected by the Young's Modulus at the clamp. Therefore, improved experimental setup is suggested to consider the effect of clamping conditions. Consequently improved experimental data have good agreements with the FEM data.

1. 서 론

일반적으로 압축기에서 발생하는 소음 가운데 흡입 및 토출밸브의 거동으로 인해 발생하는 소음은 상당히 크고 불규칙적이다. 특히, 최근에 있어서 압축기의 고효율화를 위한 연구개발은 밸브의 형태와 두께 그리고 재질 등에 있어서 이러한 밸브소음을 가중시키게 하는 요인으로 작용하고 있기 때문에 이러한 흡입 및 토출밸브에 대한 진동 및 소음형태 파악은 상당히 중요한 연구대상이 되어왔다. 실제 압축기에 있어서 일반적인 흡입

및 토출밸브의 거동은 피스톤의 왕복운동에 의하여 발생하는 흡입 및 토출가스의 압력맥동과 특히, 토출밸브에 있어서는 밸브가 조립되는 실린더 헤드내의 조립부품들의 간섭과 순환되는 가스 그리고 이러한 가스에 혼합된 오일의 농도변화 등에 의해서 발생하는 비선형적인 경계조건 등으로 인하여 실제조건에 가까운 실험 및 해석은 상당한 어려움이 뒤따른다. 따라서, 본 연구에서는 이러한 비선형적인 경계조건등을 제거한 상태인 단순화된 조건에서 흡입 및 토출밸브가 크램프(clamp)된 상태에서 각 각에 대하여 유한요소해석 및 실험을 수행하였으며, 그 결과 흡입 및 토출밸브의 고유진동수(ω_n) 및 감쇠비(ξ)를 구

* 고려대학교 기계공학과

** 삼성전자 기술총괄 생활시스템연구소

고려대학교 기계공학과

하였다. 이러한 유한요소해석 및 실험결과를 비교해 보면 일반적인 해석 및 실험조건에서는 고유진동수 및 감쇠비에 차이가 발생되며, 고유진동수 차수에 따라서 크기는 약 10 ~ 12% 정도까지 차이가 발생되게 된다. 일반적으로 이러한 현상은 크래프되는 부분의 지지조건 및 밸브의 강성 그리고 크래프되는 부분의 부가요소(Additional element) 등의 영향에 의한 것으로서^{[3],[4]}, 본 연구의 목적은 크래프되는 경계조건을 고려하여 왕복동식 압축기내 주요 부품인 흡입 및 토출밸브에 대한 실험결과와 유한요소해석 결과를 비교하여 밸브의 동적 거동을 고찰하기 위한 것이다.

2. 이론적 배경

2.1 밸브 동역학 방정식

왕복동식 압축기의 흡입 및 토출밸브의 운동 방정식 유도는 밸브의 운동을 자유진동 모우드의 중첩에 의하여 얻을 수 있다^[5]. 밸브의 운동을 나타내는 이러한 방법은 밸브의 임의의 위치에 있어서의 실험에 의하여 얻어지는 여러 값들과 같이 표현될 수 있으며^[6], 그 결과는 현상을 파악하는 데보다 유용한 자료를 제공하여 준다.

Fig.1은 밸브의 거동을 파악하기 위한 자유물체도를 나타낸 것으로서 P(t)는 실린더내의 압력, P는 실린더 헤드내의 압력, m은 밸브의 질량 그리고 w는 밸브의 수평변위를 나타낸다. 여기서 하첨자 d는 토출부를 하첨자 s는 흡입부를 의미한다.

이와 같은 흡입 및 토출밸브의 거동을 질량 M, 스프링 상수 K 그리고 재질 자체가 가지고 있는 댐핑 값 C로서 표현할 수 있으며, 이를 식(1)과 같은 운동방정식으로 표현할 수 있다.

$$M\ddot{w}(t) + C\dot{w}(t) + Kw(t) = F(t) \quad (1)$$

여기서, w(t)는 밸브의 변위, $\dot{w}(t)$ 는 밸브의 속도 $\ddot{w}(t)$ 는 밸브의 가속도 그리고 F(t)는 밸브에 작용하는 힘을 나타낸다. 또한, 식(1)은 식(2)와 같이 나타낼 수 있으며,

$$\ddot{w}(t) + 2\zeta_0\omega_0\dot{w}(t) + \omega_0^2 w(t) = \frac{F(t)}{M} \quad (2)$$

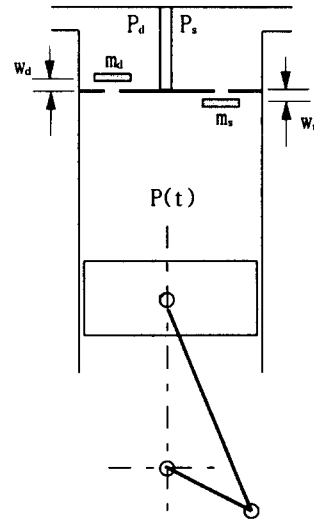


Fig.1 Modeling of suction and discharge valves

이때,

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{K}{M}}, \text{ 고유진동수}$$

$$\zeta_0 = \frac{C}{2M\omega_0}, \text{ 감쇠비이다.}$$

단순히 밸브가 1자유도 시스템이 아니라, 무한개의 자유도를 갖는 유연한 밸브로 고려된다면 위에서 언급한 내용의 모델링은 상당히 복잡하여진다. 그러나 이러한 경우에도 밸브를 유연한 빔이나 플레이트 형태의 얇은 평판으로 취급하여, 굽힘력이 작용하는 얇은 판에 대한 운동방정식을 적용할 수 있으며, Cartesian 좌표를 이용하면 다음과 같이 간단하게 표현할 수 있다^{[1],[2]}.

$$D\nabla^4 w(x, y, t) + \rho h\ddot{w}(x, y, t) = p(x, y, t) \quad (3)$$

여기서,

$$\nabla^4 = \frac{\partial^4}{\partial x^4} + 2\frac{\partial^4}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4}{\partial y^4}$$

w(x, y, t)는 밸브 평면에서의 위치(x, y)에서 시간 t에서의 중축 변위

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}, \text{ 밸브의 굽힘 강성}$$

E = Young's Modulus

h = 밸브의 두께

μ = Poisson's ratio

ρ = 밸브의 질량 밀도

$p(x, y, t)$ = 밸브 위치 (x, y) 에서의 시간 t 에 대한 단위면적당 작용하는 힘을 나타낸다.

단위면적당 작용하는 힘 $p(x, y, t)$ 는 실험을 통하여 얻을 수 있으며, 밸브의 양 끝단에서는 2개의 경계조건이 만족되어야 하는데, 이는 매우 불규칙적인 형상의 밸브에 대해서 이론적으로 만족시키는 것은 상당히 어렵기 때문에 가장 편리한 접근은 식(3)의 해를 식(4)와 같이 밸브에 대한 고유모우드의 항으로 표현하는 것이다.

$$w(x, y, t) = q_1(t)\Phi_1(x, y) + q_2(t)\Phi_2(x, y) + \dots$$

$$= \sum_{m=1}^{\infty} q_m(t)\Phi_m(x, y) \quad (4)$$

여기서 $q_m(t)$ 는 일반좌표계 그리고 $\Phi_m(x, y)$ 는 좌표 (x, y) 에서의 m 번째 고유모우드를 나타낸다. 식(4)를 식(3)에 대입하면 다음과 같다.

$$D \sum_{m=1}^{\infty} q_m(t)\nabla^4 \Phi_m(x, y) + \rho h \sum_{m=1}^{\infty} \ddot{q}_m(t)\Phi_m(x, y) = p(x, y, t) \quad (5)$$

식(3)에 있어서 자유진동의 경우를 생각한다면 식(3)은 다음과 같으며,

$$D \nabla^4 w(x, y, t) + \rho h \ddot{w}(x, y, t) = 0 \quad (6)$$

m 번째 고유진동수의 진동은 m 번째 모우드의 단순 조화운동 형태로서 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$w(x, y, t) = A_m \Phi_m(x, y) \sin \omega_m t \quad (7)$$

여기서, A_m 은 임의의 상수이다.

식(7)을 식(6)에 대입하면 다음과 같고,

$$D \nabla^4 \Phi_m(x, y) = \rho h \omega_m^2 \Phi_m(x, y) \quad (8)$$

식(8)을 식(5)에 대입하여 ∇^4 를 제거하여 정리하면 식(9)와 같은 결과를 얻을 수 있다.

$$\rho h \omega_m^2 \sum_{m=1}^{\infty} q_m(t)\Phi_m(x, y) + \rho h \sum_{m=1}^{\infty} \ddot{q}_m(t)\Phi_m(x, y) = p(x, y, t) \quad (9)$$

여기서, 고유모우드의 직교성을 수학적으로 다음과 같이 표현할 수 있으며,

$$\iint_S \Phi_m(x, y)\Phi_n(x, y) dS = \iint_S \Phi_m^2(x, y) dS \delta_{mn} \quad (10)$$

여기서, S = 밸브의 면적을 그리고 δ_{mn} 은 Kronecker delta를 나타낸다.

고유모우드의 직교성을 이용하기 위하여 식(9)의 양변에 $\Phi_n(x, y)$ 을 곱하면 다음과 같고

$$\begin{aligned} \rho h \sum_{m=1}^{\infty} q_m(t)\omega_m^2 \Phi_m(x, y)\Phi_n(x, y) \\ + \rho h \sum_{m=1}^{\infty} \ddot{q}_m(t)\Phi_m(x, y)\Phi_n(x, y) \\ = p(x, y, t)\Phi_n(x, y) \end{aligned} \quad (11)$$

이를 밸브의 면적에 걸쳐서 적분을 하면 식(12)와 같다.

$$\begin{aligned} \rho h \sum_{m=1}^{\infty} q_m(t)\omega_m^2 \iint_S \Phi_m(x, y)\Phi_n(x, y) dS \\ + \rho h \sum_{m=1}^{\infty} \ddot{q}_m(t) \iint_S \Phi_m(x, y)\Phi_n(x, y) dS \\ = \iint_S \Phi_n(x, y)p(x, y, t) dS \end{aligned} \quad (12)$$

식(10)에서와 같은 직교성을 적용하여 합에 의한 계산항을 제거한 후, 밸브의 운동방정식을 정리하면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\ddot{q}_m(t) + \omega_m^2 q_m(t) = \frac{\iint_S \Phi_m(x, y)p(x, y, t) dS}{\rho h \iint_S \Phi_m^2(x, y) dS} \quad (13)$$

따라서, 식(13)과 식(2)의 비교를 통하여 다음과 같은 일반적인 정의를 내릴 수 있으며,

$$\begin{aligned} \iint_S \Phi_m(x, y)p(x, y, t) dS = F_m \\ \rho h \iint_S \Phi_m^2(x, y) dS = M_m \end{aligned} \quad (14)$$

댐핑에 대해서도 마찬가지로 적용할 수 있으므로 다음과 같은 결과를 얻을 수 있다.

$$\ddot{q}_m(t) + 2\zeta_m \omega_m \dot{q}_m(t) + \omega_m^2 q_m(t) = \frac{F_m}{M_m} \quad (15)$$

3. 실험장치

3.1 주파수 응답함수 측정장치

실험에 사용된 밸브는 가정용 냉장고에 사용되는 왕복동식 압축기의 흡입 및 토출밸브로서 그 크기가 굉장히 작고 얇다. 따라서 일반적인 가진 및 측정방법에 의해서는 주파수 응답함수를 측정하기가 어렵다. Fig.2는 이러한 측정을 위한 실험장치로서 신호발생기(Signal Generator)에서 발생되는 불규칙신호(Random Signal)를 스피커에 공급하여 스피커에서 발생되는 음압에너지를 이용하여 밸브를 비접촉 가진시켰다. 측정은 속도 측정기(Laser Velocity Transducer)를 이용하여 비접촉 방식으로 측정하였으며, 동적신호분석기(Dynamic Signal Analyzer)를 이용하여 주파수 응답함수(Frequency Response Function)를 구하였다. 또한, Star Modal Software¹⁷⁾를 이용하여 측정된 주파수 응답함수에 대하여 커브 피팅(Curve Fitting)을 하므로써 각 밸브의 Modal Parameters를 구하였다.

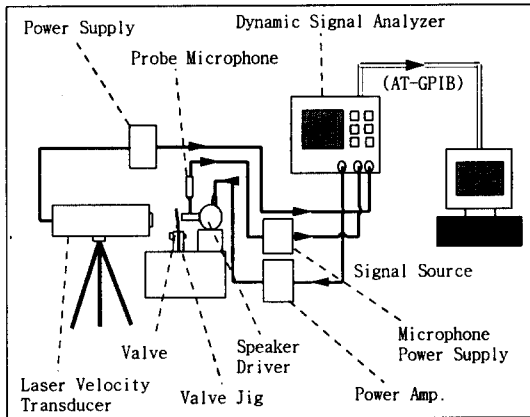


Fig.2 Schematic diagram of experimental setup

3.2 측정밸브

측정밸브는 Fig.3에 나타낸 것과 같이 흡입밸브 2종, 토출밸브 2종으로서 모두 4가지 형태에 대하여 분석하였다. 실험에 사용된 흡입 및 토출밸브의 크기가 굉장히 작고 얇기 때문에 실험하는데 있어서 상당히 주의를 요한다. 특히, 밸브를

고정하는데 있어서 크램프(clamp)되는 부분의 조건과 측정밸브의 미소한 길이 변화는 주파수 응답함수 측정시 고유진동수의 상당한 변화를 초래하기 때문에 정확한 설치와 여러번의 실험을 통한 검증이 필요하다.

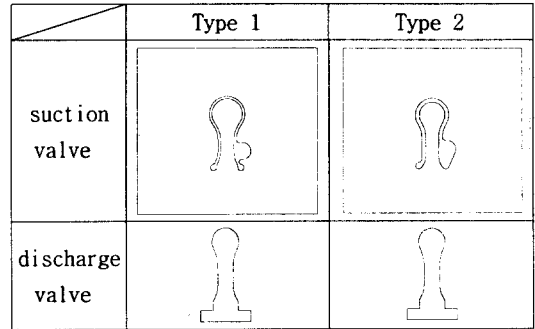


Fig.3 Models of suction and discharge valves

4. 결과 및 고찰

4.1 부가요소(Additional Element)가 있을 때

Fig.4는 밸브의 가진실험을 위한 고정방법을 나타낸 것으로서, 빗금친 부분은 밸브의 고정을 위한 부가요소(Additional element)의 고정변적을 나타낸다.

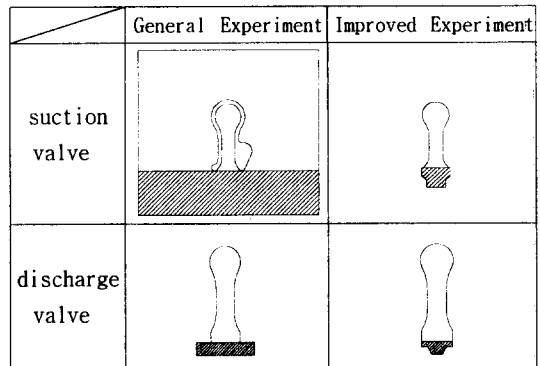


Fig.4 The clamped area of suction and discharge valves

Fig.4의 왼쪽 그림에서와 같이 부가요소가 있는 상태에서의 흡입 및 토출밸브에 대한 주파수 응답함수 측정결과와 Fig.5에서와 같은 크램프 조

건에서의 유한요소해석(Young's Modulus, $E=1.85 \times 10^{11} \text{Pa}$) 결과 가운데 1차 고유진동수에 대한 비교를 Fig.6에 나타내었다.

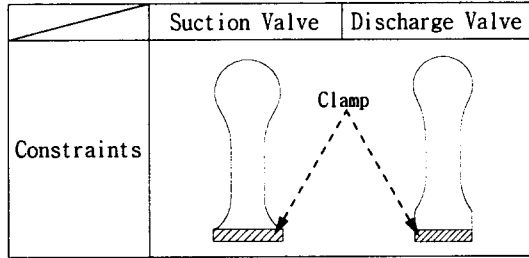


Fig.5 Constraints of suction and discharge valves for FEM model

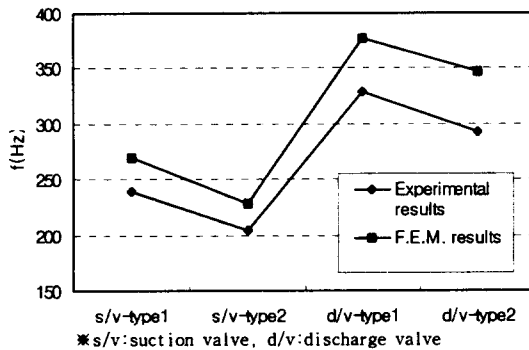


Fig.6 Comparison of the 1st natural frequencies with the experimental and FEM analysis

Fig.6에서 알 수 있듯이 1차 고유진동수에 대한 흡입 및 토출밸브의 값이 약 10 ~ 12% 정도의 오차가 발생됨을 알 수 있으며, 이는 크램프되는 부분의 지지조건의 영향에 의한 것이다.

4.2 부가요소(Additional Element)가 없을 때

Fig.7은 흡입밸브 Type 2에 대하여 z방향으로 point 59에서 가진후 point 56에서 측정된 주파수 응답함수 결과로서 기존의 부가요소가 있는 상태에서의 주파수 응답함수 측정결과와 부가요소가 없는 개선된 고정구조에서의 측정결과 사이에 차이가 발생됨을 알 수 있다.

이러한 차이는 앞의 부가요소가 있는 상태에서 발생되었던 유한요소해석 결과와의 오차량 만큼 개선된 것으로서, Fig.8에서와 같이 개선된 조립구

조에서의 주파수 응답함수 측정결과와 유한요소해석 결과에 대한 1차 고유진동수가 잘 일치됨을 알 수 있다.

이러한 부가요소의 변경에 따른 구속조건 변경으로 인하여 고유진동수의 변화가 발생될 뿐만 아니라 감쇠비(ζ)도 Fig.9와 같이 변화였다.

따라서, 부가요소와 같은 구속조건의 변경은 직접적으로 밸브 자체의 강성 및 댐핑값을 변화시키고 결과적으로 고유진동수도 변화되기 때문에 특히, 본 실험에서와 같이 작은 시료에 대한 고유진동수 측정시에는 크램프조건에 대한 상당한 주의를 요한다.

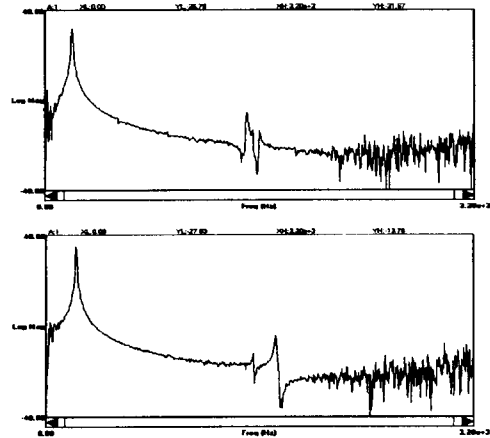


Fig.7 Frequency responses 56z/59z (upper-general experimental result, lower-improved experimental result)

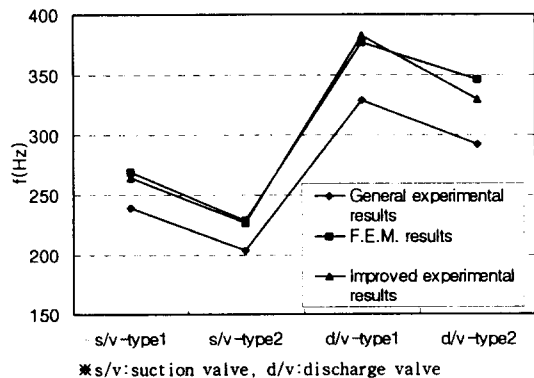
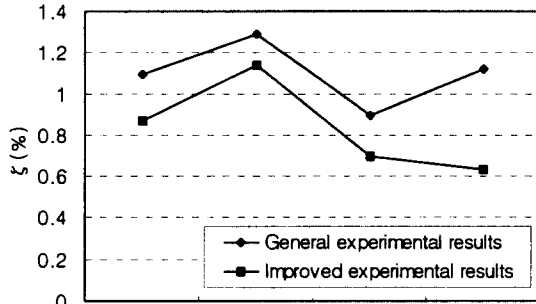


Fig.8 Comparison of the 1st natural frequencies



s/v-type1 s/v-type2 d/v-type1 d/v-type2
 *s/v:suction valve, d/v:discharge valve
 Fig.9 Comparison of the damping ratio(ζ) at the 1st natural frequencies

4.3 부가요소의 E(Young's Modulus)값 변화에 따른 영향

앞에서와 같은 부가요소에 의한 영향을 파악하기 위하여 토출밸브의 크램프되는 부분인 부가요소의 E값 변화에 따른 영향을 유한요소해석법을 이용하여 파악하였다. 해석프로그램은 I-DEAS 5.0 Simulation Normal Mode Dynamics SVI이며 4절점요소를 이용하였고, 두께는 thin shell로 처리하였다. 기존의 유한요소해석을 위한 경계조건은 Fig.5에서와 같이 부가요소를 제거한 상태에서 밸브 끝단을 크램프하여 해석을 수행하므로써 측정된 고유진동수 사이에 오차가 발생되었다. 따라서, 부가요소의 강성변화에 의한 고유진동수 변화를 알기 위하여 Fig.10과 같이 밸브 끝단에 실제 밸브형상과 같은 부가요소를 추가하였으며, 이렇게 추가된 부가요소에 크램프되는 구속조건을 주었다. 토출밸브의 E값은 1.85×10^{11} Pa로 고정하고, 부가요소의 E값만을 1.85×10^9 Pa에서부터 1.85×10^{15} Pa까지 변화시키면서 토출밸브 대한 유한요소해석을 수행하였다. Fig.11은 이렇게 수행한 해석결과 가운데 Type 2에 대하여 부가요소의 E값이 1.85×10^{12} Pa일때 1차 고유진동수는 342.8 Hz(굽힘모우드), 2차 고유진동수는 2178.6Hz(비틀림모우드) 그리고 3차 고유진동수는 2412.5Hz(굽힘모우드)에서의 진동모우드를 나타낸 것이다.

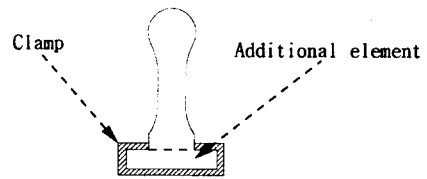


Fig.10 Constraints of discharge valve for the improved FEM model

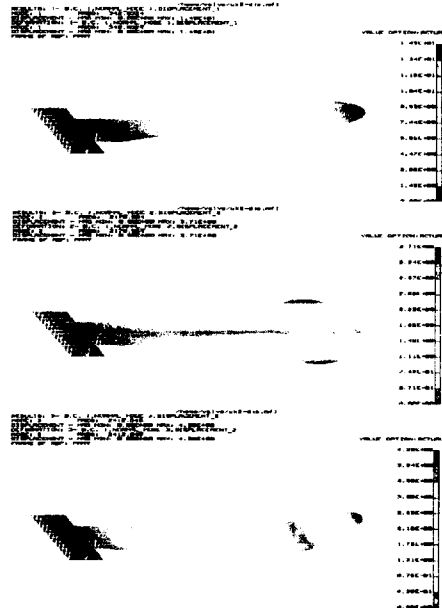


Fig.11 Post processing results of discharge valve type2 with additional element $E=1.85 \times 10^{12}$ Pa(1st, 2nd, 3rd eigenmode)

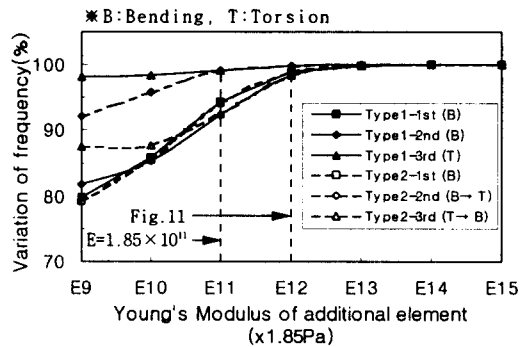


Fig.12 Variation of natural frequencies of the discharge valves with the change of Young's Modulus(E) with additional element

Fig.12는 부가요소의 E값 변화에 의한 전체 고유진동수 변화율을 나타낸 것으로서 Type 1의 경우 1차 및 2차 고유진동수 그리고 Type 2의 경우에는 1차 고유진동수가 부가요소의 E값이 변화하여도 진동모우드가 굽힘모우드(Bending Mode)를 계속 유지하였으며, Type 1의 3차 고유진동수는 부가요소의 E값 변화에 관계없이 비틀림모우드(Torsion Mode)를 계속 유지하였다. 그리고, Type 2의 2차 고유진동수는 부가요소의 E값이 1.85×10^{11} Pa에서 굽힘모우드에서 비틀림모우드로 진동모우드가 변화하였으며, 3차 고유진동수는 부가요소의 E값이 1.85×10^{11} Pa에서부터 반대로 비틀림모우드에서 굽힘모우드로 변화였다.

이러한 해석결과를 통하여 알 수 있는 것은 굽힘모우드에서와 같은 대칭형 진동모우드에서는 부가요소의 E값 변화에 따른 고유진동수의 변화가 크게 나타나지만, 비틀림모우드와 같은 비대칭형 진동모우드에서는 부가요소의 E값 변화에 따른 고유진동수의 변화량이 적게 나타남을 알 수 있다.

5. 결 론

본 연구는 왕복동식 압축기의 흡입 및 토출밸브에 대한 실험결과와 해석결과와의 차이점 분석을 위한 개선된 실험 및 해석조건과 크래프 영향을 비교한 것으로서 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다.

- 1) 일반적인 크래프조건에서의 흡입 및 토출밸브의 고유진동수는 유한요소해석 결과와 10 ~ 12% 정도의 주파수 차이가 발생되며, 이러한 차이는 고정되는 부가요소(Additional Elements)에 의해 발생된다.
- 2) 부가요소의 상당부분을 제거한 개선된 크래프조건에서 측정된 고유진동수는 유한요소해석 결과와 잘 일치되었으며, 이러한 부가요소에 의해 고유진동수 뿐만 아니라 감쇠비(ξ)도 영향을 받는다. 즉, 부가요소로 인하여 밸브의 고유진동수는 감소되고 감쇠비(ξ)는 증가한다.

3) 왕복동식 압축기의 주요 소음원인 흡입 및 토출밸브의 고유진동수를 측정하기 위한 일반적인 실험결과와 유한요소해석 결과는 잘 일치하지 않으며, 개선된 실험 및 해석상의 구속조건에서의 결과는 서로 잘 일치되었다.

4) 굽힘모우드와 같은 대칭형 진동모우드에서는 부가요소의 E값 변화에 의하여 고유진동수의 변화가 크게 나타나지만, 비틀림모우드와 같은 비대칭형 진동모우드에서는 부가요소의 E값의 변화에 따른 고유진동수 변화량이 작게 나타났다.

참 고 문 헌

- [1] M. Geradin, D. Rixen, "Mechanical Vibrations," John Wiley & Sons, 1994.
- [2] L.C. Woods, W.H. Wittrick, A.L. Cullen, "Wave Motion in Elastic Solids," Clarendon Press, 1975.
- [3] S. Papastergiou, J. Brown, J.F.T. MacLaren, "The Dynamic Behavior of Valve Reed in Reciprocating Gas Compressor-Analytical Study," Proc. of 1980 Purdue Compressor Tech. Conf., pp.263-272, 1980.
- [4] S. Papastergiou, J. Brown, J.F.T. MacLaren, "The Dynamic Behavior of Valve Reed in Reciprocating Gas Compressor-Experimental Study," Proc. of 1980 Purdue Compressor Tech. Conf., pp.273-275, 1980.
- [5] W. Soedel, "Introduction to Computer Simulation of Positive Displacement Type Compressors," Purdue University, West Lafayette, 1972.
- [6] M.W. Wambsganss, R. Cohen Jr., "Dynamics of Reciprocating Compressors with Automatic reed Valves: Part II-Experiments and Evaluation," XIIth International Congress of Refrigeration, Vol. II, pp.791-799, 1967.
- [7] "The STAR System Users Guide," Spectral Dynamics, Inc., 1996.