

## RecurDyn 을 이용한 압축기 및 배관 진동 해석

권승민\* · 손영부\*\* · 하종훈\*\* · 유희희\*†

\* 한양대학교 융합기계공학과, \*\* LG 전자

### Vibration Analysis of Compressor and Pipe Using RecurDyn

Seungmin Kwon\*, Youngboon Son\*\*, Jonghun Ha\*\* and Hong Hee Yoo\*†

\* Dept. of Fusion Mechanical Engineering, Hanyang Univ.,

\*\* LG Electronics

(Received February 16, 2015 ; Revised March 31 2015 ; Accepted April 10, 2015)

**Key Words:** Air Conditioner(에어컨), Rotary Compressor(로터리 압축기), Pipe(배관), Vibration Analysis(진동 해석), Multi Flexible Body Dynamics(유연체 다물체 동역학), RecurDyn(리커다인)

**초록:** 최근 생활수준의 향상으로 인해 가정용 에어컨의 보급률이 꾸준히 증가함에 따라 품질에 대한 소비자의 눈높이 또한 점점 높아지고 있다. 과거에 소비자의 요구는 제품의 효율성에 집중되었지만 점차 저진동/저소음에 대한 부분으로 확장되고 있다. 에어컨의 압축기는 제품의 효율을 결정하는 주요한 부분 이면서 동시에 진동/소음의 주된 원인을 제공하고 있다. 압축기에서 발생한 진동/소음은 압축기 케이스와 배관을 통해 주위 구조물로 전달되고 이들은 다시 구조기인 소음이나 2 차적인 진동을 유발하게 된다. 본 연구에서는 RecurDyn 을 이용해 압축기의 진동/소음에 영향을 미치는 모터의 가진력이 고려된 MFBD(Multi Flexible Body Dynamics) 해석 모델을 개발하였다. 개발된 모델을 이용하여 압축기의 진동/소음 특성을 조사하고 압축기에서 발생하는 진동을 계산하여 실험 결과와 비교하였다.

**Abstract:** Recently, noise reduction in room air conditioner has been one of the most important issues as well as cooling efficiency. A rotary compressor is widely used in room air conditioners. But, the rotary compressor is the dominant vibration/noise source in an air conditioner. A number of studies have been conducted on reducing rotary compressor vibration/noise through improving muffler and resonator design. However, a noise delivering path between compressor and pipe is not fully taken into consideration. In this paper, the vibration analysis model of rotary compressor is modeled using RecurDyn and experimental validation is presented.

## 1. 서 론

최근 생활수준의 향상으로 인해 가정용 에어컨의 보급률이 꾸준히 증가함에 따라 품질에 대한 소비자의 눈높이 또한 점점 높아지고 있다. 과거에는 가정용 에어컨 품질에 대한 소비자의 요구는 제품의 효율성에 집중되어 있었지만 점차 저진동/저소음에 대한 부분으로 확장되고 있다. 에어컨에는 진동과 소음을 유발하는 많은 부품들이 존재하며 그 원인 또한 매우 다양하다. 그 중 에어컨의 압축기는 제품의 효율을 결정하는 주요한 부분 이면서 동시에 진동/소음의 주된 원인을 제공하고 있다. 에어컨 압축기에서 발생한 진동/소음은 압축기 케이스와 흡입/토출 배관을 통해 주위 구조물로 전달되고 이들은 다시 구조기인 소음이나 2 차적인 진동을 유발하게 된다. 따라서 압축기에서 발생하는 진동/소음을 줄이기 위해서는 압축기 내부의 각 요소들의 운동에 의한 가진력을 정확히 파악하고, 이 가진력에 의해 발생하는 진동 특성을 정확히 파악할 수 있는 연구가 선행되어야 한다.

본 연구에서는 로터리 압축기의 진동/소음에 영향을 미치는 BLDC 모터의 모터토크와 냉매 가스가 압축될

† Corresponding Author, hhyoo57@gmail.com

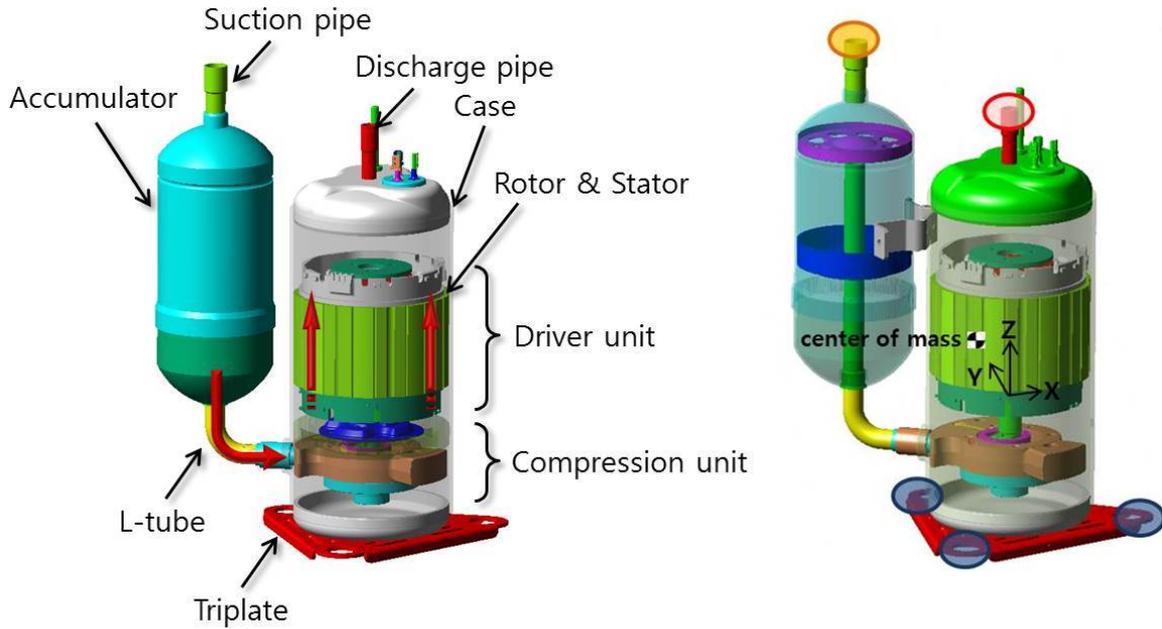


Fig. 1 Multi-body modeling of a rotary-type compressor

때의 압축 부하 토크가 고려된 MFBD(Multi Flexible Body Dynamics) 해석 모델을 개발하여, 모터 토크와 압축 부하 토크에 의한 압축기의 진동/소음 특성을 조사하고 압축기에서 발생하는 진동을 도출하였다. 또한 압축기와 연결된 실외기 배관의 진동 특성을 분석하기 위하여 압축기 강체모델에 연결된 배관은 ANSYS 를 이용하여 유연체로 모델링 하고, 동역학 해석을 통해 얻은 결과를 실험결과와 비교 하였다.

## 2. 로터리 컴프레서 모델링 및 강체 진동해석

### 2.1 로터리 컴프레서의 강체 모델링

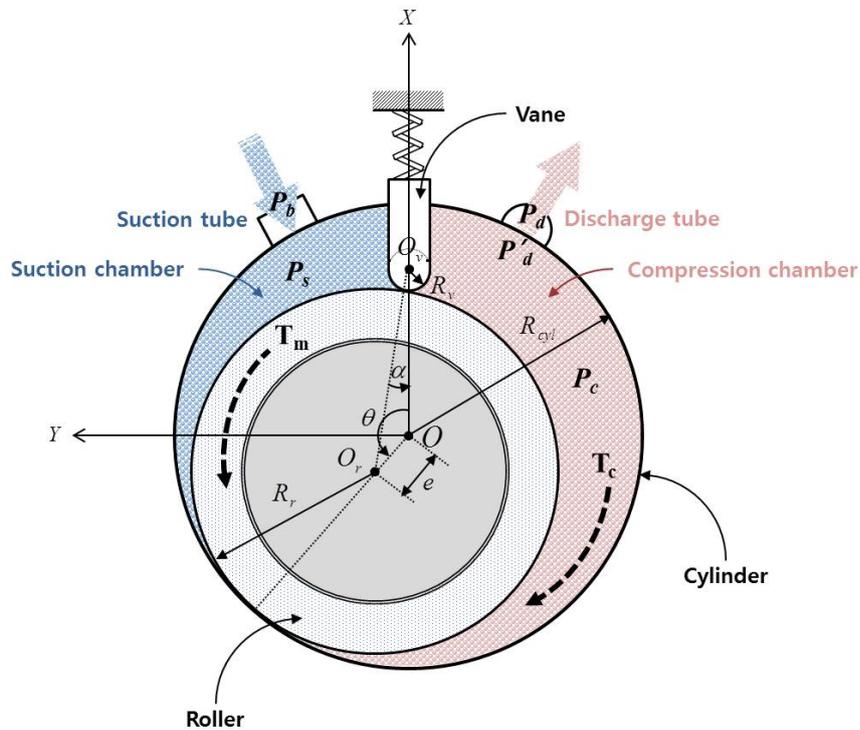
본 연구에서는 로터리 컴프레서의 Main Body Part 는 모두 강체로 모델링 하였다. Fig.1 은 로터리 컴프레서의 Main Body Part 를 강체로 모델링 한 것을 나타낸다. 저온/저압의 냉매가스가 어큐뮬레이터를 거쳐 Compression unit 의 내부로 유입되어 Compression unit 에서의 회전 운동에 의해 가스가 압축된다. 냉매가스가 적절한 압력상태에 도달하면 Discharge pipe 로 토출 되는데 이러한 냉매가스의 흐름을 왼쪽그림의 빨간색 화살표로 표시해 두었다. Compression unit 을 제외한 각 파트들은 모두 fixed 조인트를 사용하여 연결하였고, Compression unit 의 회전 파트는 Revolute 조인트를 사용하여 모델링 하였다. Triplate 의 세 지지점, Suction pipe 와 Discharge pipe 의 끝 단에 Bushing element 를 사용하여 Ground 와 연결하였는데 연결된 위치는 Fig. 1 의 오른쪽 그림에 나타내었다. 각 점의 Bushing element 의 강성 값들은 모달 해석 결과와 모달 실험 결과들의 비교를 통한 튜닝과정을 이용하여 결정하였다. Table 1 은 모달 해석 결과와 실험 결과를 비교하여 나타낸 것이다. B.C가 Grommet 인 것은 Discharge pipe 와 Suction pipe 에 Bushing element 를 연결하지 않고 Triplate 에만 Bushing element 가 연결된 모델이고 Grommet+pipe 인 것은 5 개 지지점 모두 Ground 에 Bushing element 로 연결된 모델이다. 두 가지 경계조건 모두 해석결과와 실험결과가 잘 일치하는 것을 알 수 있다. 여기서 V 와 M 은 각각 translational 과 rotational motion 을 의미한다.

### 2.2 로터리 컴프레서의 강체 진동 해석

이번 절에서는 2.1 절에서 모델링 된 로터리 컴프레서의 강체 모델에 BLDC 모터의 모터토크와 냉매가스가 압축될 때의 발생하는 압축 부하 토크 등의 가진력을 고려하여 Dynamic 해석을 수행하였다. Fig. 2 는 Compression unit 안에 있는 Rotary compressor 의 작동원리를 그림으로 나타낸 것이다. Suction tube 를

**Table 1** Modal analysis results

B.C.	Experiment	Analysis	Error (%)
Grommet	$5.5 \leq 5.8 \text{ Hz (Vy)} \leq 6.0$	5.8 Hz (Vy)	0.5
	$5.8 \leq 6.0 \text{ Hz (Vx)} \leq 6.1$	6.0 Hz (Vx)	0.1
	$13.6 \leq 14.2 \text{ Hz (Mz)} \leq 14.7$	14.1 Hz (Mz)	0.1
	$20.1 \leq 20.6 \text{ Hz (Vz)} \leq 21.3$	20.1 Hz (Vz)	2.5
	$20.5 \leq 22.9 \text{ Hz (Mx)} \leq 25.3$	23.1 Hz (Mx)	0.9
	$25.0 \leq 25.6 \text{ Hz (My)} \leq 26.0$	25.6 Hz (My)	0.1
Grommet + Pipe	$6.1 \leq 6.9 \text{ Hz (Vx)} \leq 7.7$	6.9 Hz (Vx)	1.1
	$6.8 \leq 7.0 \text{ Hz (Vy)} \leq 7.2$	7.1 Hz (Vy)	1.1
	$18.2 \leq 18.9 \text{ Hz (Mz)} \leq 19.5$	18.9 Hz (Mz)	0.2
	20.0 Hz (Vz)	20.5 Hz (Vz)	2.4
	$24.9 \leq 25.7 \text{ Hz (Mx)} \leq 26.1$	25.2 Hz (Mx)	2.0
	$27.5 \leq 28.8 \text{ Hz (My)} \leq 29.7$	29.3 Hz (My)	1.8



**Fig. 2** Rotary compressor mechanism in compression unit

통해 Suction chamber 로 냉매가스가 유입되면 모터 토크  $T_m$  이 Roller 를 회전 운동 시켜, Compression chamber 안의 압력을 증가 시킨다. 이때 압축되는 가스에 의해 부하토크  $T_c$  가 발생한다. Roller 의 회전각도  $\theta$  에 따른 Compression Chamber 안의 압력  $P_c$  와 그때 발생하는 부하토크  $T_c$  는 다음과 같이 주어진다<sup>(1)</sup>. 여기서  $\theta_d$  는 냉매가스가 토출 될 때의 각도이다. 식과 용어에 대한 자세한 설명은 참고문헌<sup>(1)</sup>을 참고하기 바란다. Fig. 3 은 아래 식을 이용하여 회전 각도  $\theta$  에 따른 부하토크  $T_c$  의 변화를 나타낸 것이다.

$$P_c = \begin{cases} P_s \left( \frac{V_s}{V_c} \right)^n & 0 \leq \theta < \theta_d \\ P_d + (P'_d - P_d) \left( \frac{2\pi - \theta}{2\pi - \theta_d} \right) & \theta_d \leq \theta < 2\pi \end{cases} \quad (1)$$

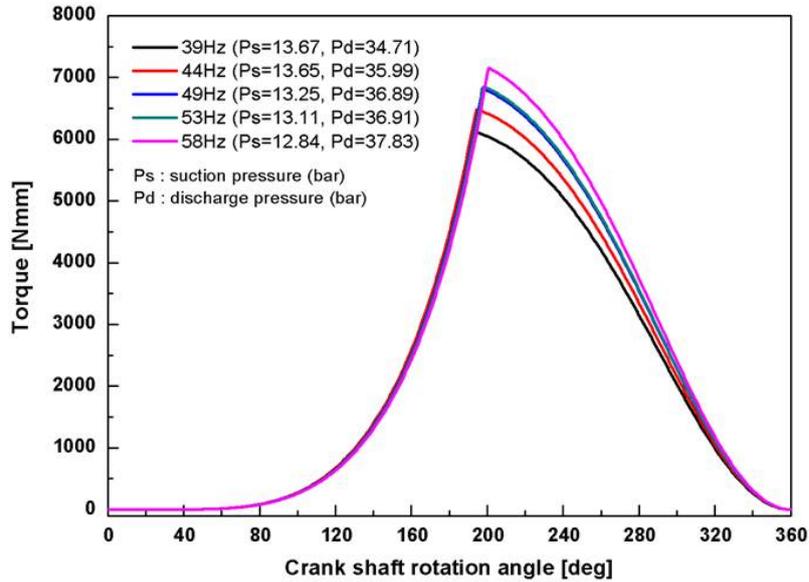


Fig. 3 Compression torque variation considering crank shaft angle

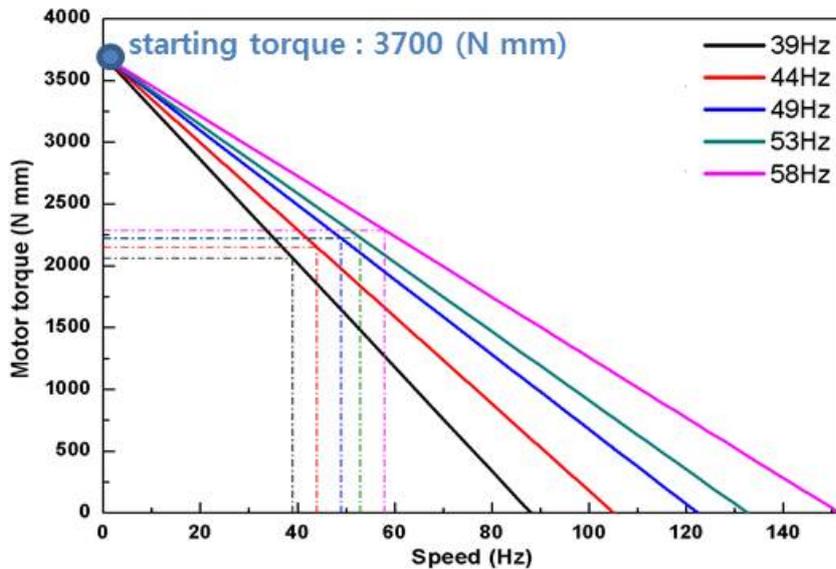


Fig. 4 Motor torque characteristics considering driving speed

$$T_c = 2eH_r R_r (P_c - P_s) \sin^2 \left( \frac{\theta + \alpha}{2} \right) \quad (2)$$

Fig. 3 에서 보면 회전속도가 증가할수록 부하토크 또한 증가하는 것을 알 수 있으며, 가스가 토출 될 때 부하토크가 급격히 감소하는 것을 알 수 있다. Fig. 4 는 회전 속도에 따른 모터 토크  $T_m$  의 변화를 나타낸 것이다. 회전속도에 따라 모터토크의 특성이 변하며 각 회전 속도에 따라 모터토크가 변하게 된다. 모터토크에서 부하토크를 빼주면 시스템을 회전시키는 합력이 된다. Fig. 5 는 시스템이 한 바퀴 회전 하는

$$T_{total} = T_M - T_C \quad (3)$$

동안  $\theta$  에 따른 모터토크, 부하토크와 Crank shaft 의 회전 속도 변화를 나타낸 그림이다.

이제 앞에서 유도된 두 가지 토크를 강체모델에 적용하여 Dynamic 해석을 수행한 결과에 대해 설명하도록 하겠다. Fig. 6 은 각 Body 에서 변위를 측정된 지점과 좌표계를 나타낸 것이고, Fig. 7 은 운전속도에 따른 각 위치에서의 RMS-displacement 를 나타낸 것이다. Fig. 7 을 보면 측정된 모든 지점에서 해석 결과와 실험결과가 비슷한 경향을 보이는 것을 알 수 있다. Accumulator 의 tangential 방향의 해석결과가 실험 결과보다 작게 나오는 것을 알 수 있는데, 그 이유는 해석모델에서 Accumulator 와 Case 를 연결하고 있는 L-tube 가 강체로 모델링 되어 L-tube 의 움직임을 해석모델에서 구현할 수 없기 때문이다.

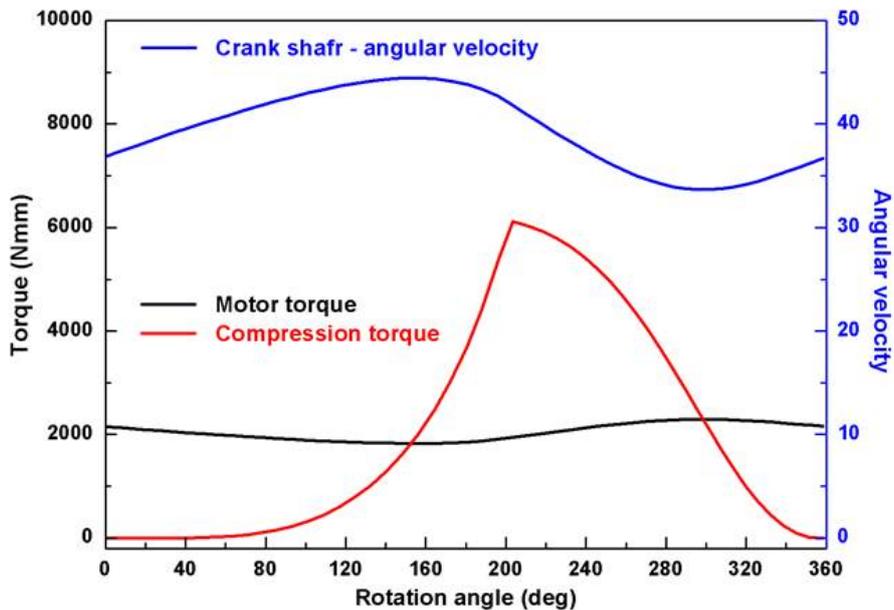


Fig. 5 Variations of compression torque, motor torque, and crank shaft angular speed

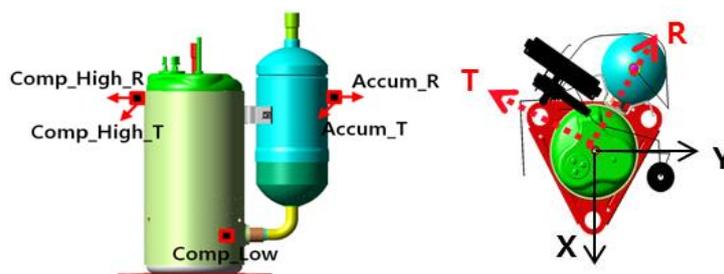


Fig. 6 Measurement points and a coordinate system

### 3. 배관 모델링 및 유연체 진동해석

이번 장에서는 2 장에서 모델링 된 압축기 강체 모델에 유연체 배관 모델을 결합하여 배관의 진동해석을 수행한 과정과 결과들을 실어놓았다. Fig. 8 은 배관의 FE 모델과 배관의 FE 모델이 Compressor body 에 결합된 모델, 그리고 배관의 변위 측정 지점을 표시해 놓은 그림이다. Compressor 에 연결된 두 지점과 Heat exchanger 의 연결된 네 개의 점은 모두 fixed joint 를 사용하여 연결하였다. 배관의 진동을 줄이기 위하여 두 개의 질량을 배관에 연결하였다. 배관의 FE 모델은 ANSYS 에서 beam element 를 사용하여 모델링 하였고, RecurDyn 의 RFlex 기법을 이용하여 import 하였다. 배관의 RFlex 모델에 사용된 모드 수는 총 100 개이다. Fig. 9 는 운전속도에 따른 Discharge pipe 4 점의 x 방향 RMS-displacement 값들을 나타낸 그림이다. 면적으로 표시하여 나타낸 결과는 실험값이고, ○는 배관에 질량을 달지 않았을 때의 해석 결과,

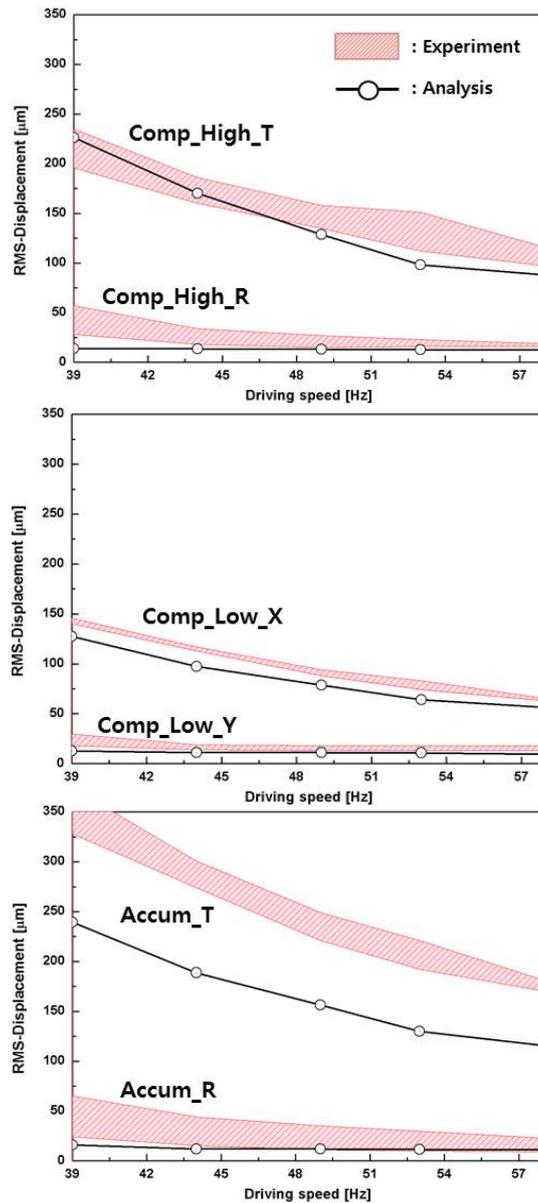


Fig. 7 RMS-displacement for each measurement point of compressor and accumulator

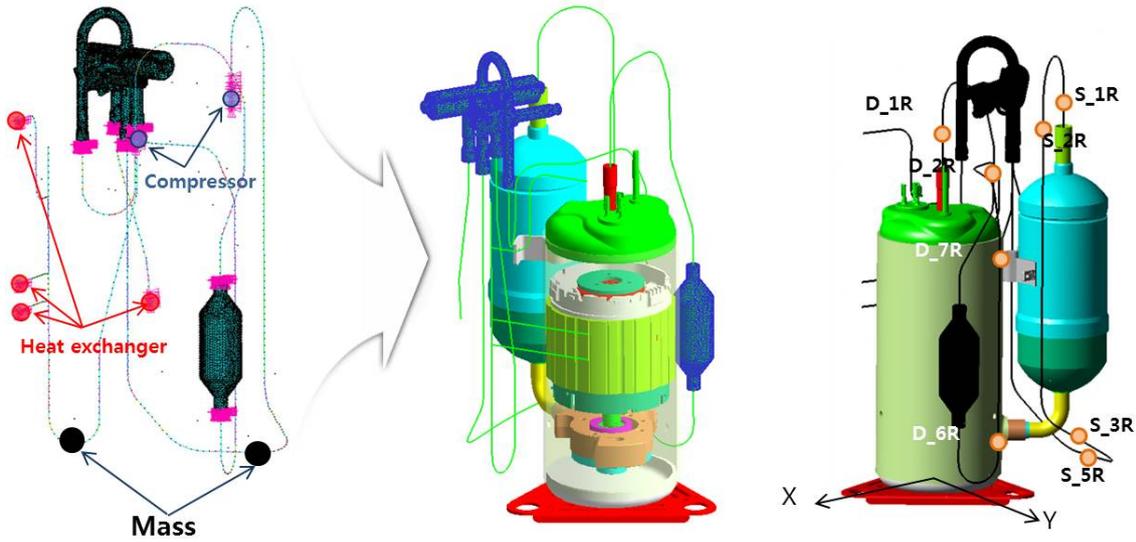


Fig. 8 FE pipe model with a compressor body

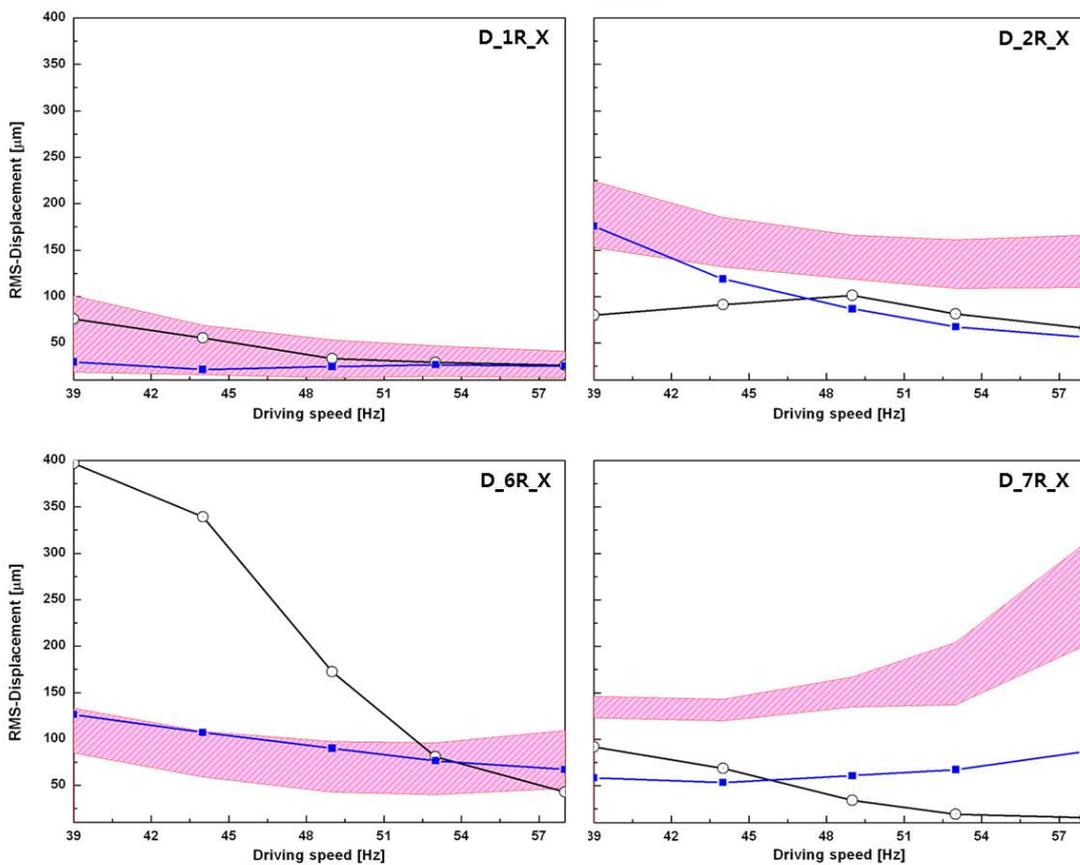


Fig. 9 RMS-displacement for each measurement point of discharge pipe

■는 배관에 질량을 부착했을 때의 해석결과이다. 실험은 배관에 질량을 부착하고 수행하였다. 실험결과와 해석결과(질량이 부착된 경우)가 비슷한 경향을 보이는 것을 알 수 있다. 특히 D\_6R 점과 가까운 곳에 질량이 부착되어 질량 부착에 의한 진동 감소효과가 D\_6R 점에서 크게 나타나는 것을 알 수 있다. Fig. 10 은 운전속도에 따른 Suction pipe 4 점의 x 방향 RMS-displacement 값들을 나타낸 그림이다. Discharge

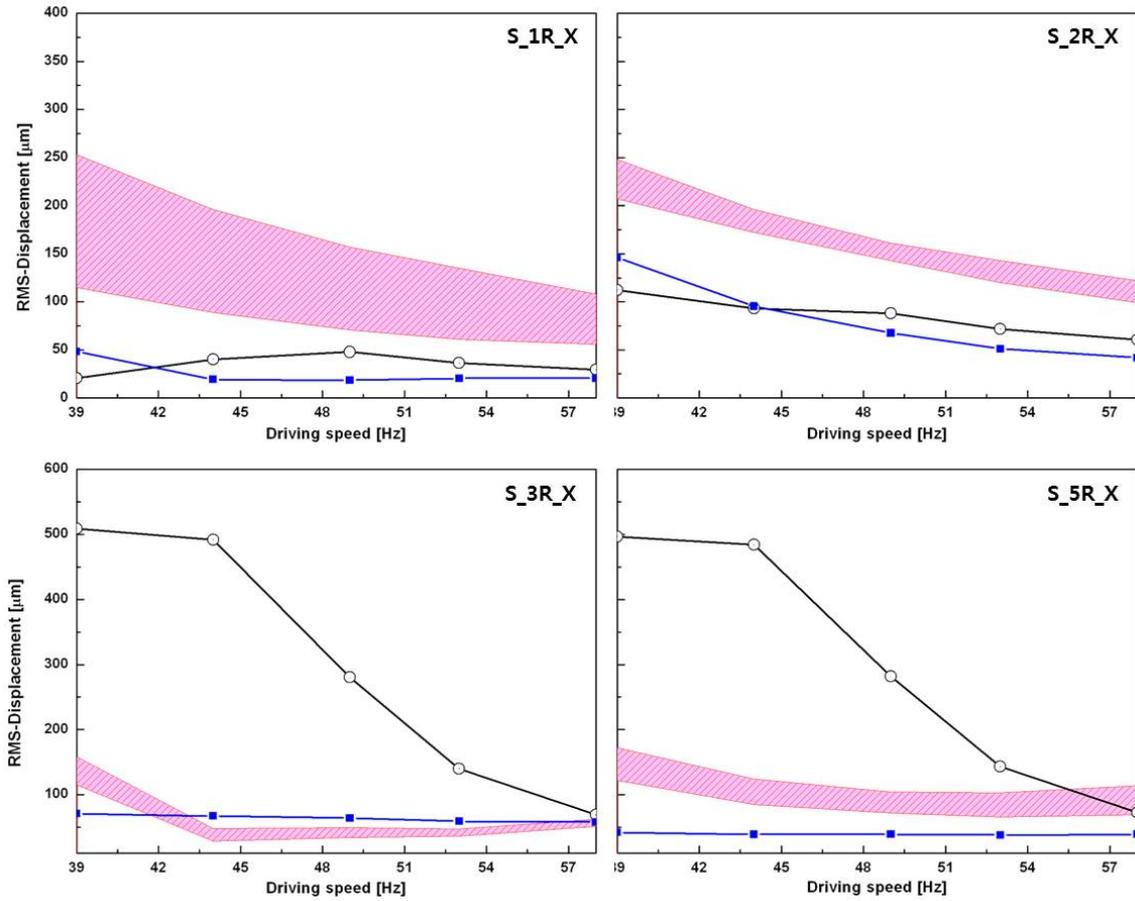


Fig. 10 RMS-displacement for each measurement point of suction pipe

pipe 의 결과와 마찬가지로 실험결과와 해석결과(질량이 부착된 경우)가 비슷한 경향을 보이는 것을 알 수 있으며, S\_3R 과 S\_5R 점에 가까운 곳에 질량이 부착되어 S\_3R 과 S\_5R 점에서 질량에 의한 진동감 소효과가 크게 나타나는 것을 알 수 있다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 에어컨 압축기에 사용되는 로터리 컴프레서의 MFBD(Multi-Flexible Body Dynamics) 해석 모델을 개발하여 Compressor Main Body 와 배관의 진동 해석을 수행하였다. Compressor Main Body 는 강체로 모델링 하였으며 배관은 유연체로 모델링 하였다. 시스템의 운전 속도를 변화시켜 가며 각 점에서의 RMS-displacement 값들을 도출하였고, 해석을 통해 얻은 결과들이 실험결과와 유사한 경향을 보이는 것을 알 수 있었다. 배관에 질량을 부착하여 배관의 진동을 줄일 수 있었다.

#### 후 기

본 연구는 LG 전자의 지원을 받아 수행된 연구 과제입니다.

#### 참고문헌 (References)

(1) Padhy, S. K., 1994, "Dynamic Analysis of a Rotary Compressor," *Journal of Mechanical Design*, Vol. 116, pp. 639~646.