

BLDC 모터를 적용한 로터리 컴프레서 소음 저감에 관한 연구

Study on the Noise Reduction in the Rotary Compressor Using BLDC Motor

김진수† · 임경내* · 구세진* · 이장우** · 전시문**

Jinsoo Kim, Kyungnae Lim, Sejin Ku, Jangwoo Lee and Simoon Jeon

(2008년 4월 10일 접수 ; 2008년 8월 12일 심사완료)

Key Words : Electromagnetic Attractive Force(전자기적 인력), Modal Analysis(모드 해석), Air-gap(공극), Rotary Compressor(로터리 압축기), Noise Contour(소음 등고선도), Eccentricity(편심), Structural Dynamic Modification(구조 변경)

ABSTRACT

The main noise and vibration source of the BLDC rotary compressor for air conditioner was analyzed by using the measurement of noise and vibration, noise contour, and experimental modal analysis. The source is presumed to the mechanical resonance excited by the electromagnetic attractive force of the BLDC motor. To reduce the excessive noise of the BLDC rotary compressor due to the mechanical resonance, air-gap enlargement and structural dynamic modification were applied in this paper. Its validations were conducted by the analysis of the electromagnetic attractive force which is generated by the BLDC motor and by the measurement of noise and vibration of the BLDC rotary compressor. By enlarging the length of air-gap and conducting the structural dynamic modification, the noise and vibration in the compressor was significantly improved by 4.5 dB(A) and 56 percent, respectively.

1. 서 론

소비자가 일상적인 생활에서 손쉽게 접할 수 있는 가전제품을 중심으로 고효율화와 소음 저감을 위해 주요 제조 메이커들의 경쟁이 점점 치열해지고 있다. 고효율과 저소음으로 대표되는 에어컨의 기본 성능 특성은 압축기의 성능에 의해서 결정된다고 해도 지나친 말이 아니다. 에어컨을 구성하고 있는 여러 부품 중에서 효율과 소음에 중요한 영향을 미치는 핵심 부품이 압축기이므로 압축기의 고효율, 소음 저감이 절실히 요구된다. 이러한 추세에 발맞춰

고효율 BLDC(brushless direct current) 모터가 개발된 이래, 유도 전동기의 사용이 주류였던 압축기에서도 회전자에 영구자석을 채용한 BLDC 모터의 사용이 점점 증가하고 있다. 그러나 유도 전동기를 채용한 압축기에 비해 운전주파수 가변이 가능한 BLDC 모터를 채용한 압축기에서 고주파수 운전 시 소음과 진동이 증가하는 문제가 빈번하게 발생하고 있다.

일반적으로 BLDC 모터를 채용한 압축기에서 발생하는 소음은 압축과정에서 발생하는 압력맥동에 의한 소음과 압축기 내부 공간의 공명에 의한 소음이 케이스 셸을 투과하여 전달되는 유동 기인 소음(air-borne noise)과 압축기 내부 부품의 상대 운동으로부터 발생하는 상호 접촉에 의한 마찰음, 소음원으로부터 발생된 진동이 내부 구조물을 통해 압축기 케이스 셸을 진동시켜 전달되는 구조기인 소음

† 교신저자: 정희원, (주)LG전자 DA 본부 연구소

E-mail : captain2004@lge.com

Tel : (055)260-3826, Fax : (055)260-3507

* (주)LG전자 DA사업본부

** (주)LG전자 DA사업본부 연구소

(structure-borne noise)로 분류할 수 있다⁽¹⁾. 또한 BLDC 모터의 소음은 모터의 각 상에 공급되는 전류의 고조파에 의한 전기적 토크 변동(electrical torque ripple)과 코깅 토크(cogging torque) 외에도 회전자와 고정자 사이에서 발생하는 전자기적 인력(electromagnetic attractive force)에 의해서 발생된다⁽²⁾. BLDC 모터를 채용한 압축기의 소음원 분석과 소음 저감을 위해서는 압축기의 전통적인 소음 저감 대책인 소음기와 공명기 최적화 설계와 압축기 케이스 셸 및 어큐플레이터의 구조 변경 이외에 BLDC 모터로부터 발생하는 전자기적 가진력 성분이 압축기의 소음과 진동에 미치는 관계를 파악할 필요가 있으며, 이를 토대로 한 소음 저감 대책 설계가 요구된다.

고홍석⁽³⁾은 영구자석 매입형 BLDC 모터의 전자기적 가진력 규명과 모터의 구조적 동특성을 파악하여 소음 및 진동과의 연관성에 관한 연구를 수행하였으며, 이택진⁽⁴⁾은 BLDC 웬 모터의 모드해석을 통하여 진동과 소음 특성에 관한 연구를 수행하였다. Kim⁽⁵⁾은 냉장고용 BLDC 소형 웬 모터에 대해 유한요소 해석과 전기적 비틀림 가진 실험을 통하여 모터의 코깅 토크가 웬 모터의 소음원임을 규명하였다. Ede⁽⁶⁾는 과도한 소음 방사와 베어링 손실을 이유로 설계단계에서 회전자-베어링계의 정확한 고유진동수와 모드를 예측의 중요성에 대해서 언급하고 있으며, 이장우⁽⁷⁾는 순시 인텐시티(intensity) 측정 기법을 이용하여 로터리 압축기에서의 소음 방사 패턴을 분석하였다.

현재까지 BLDC 모터를 채용한 공조냉동용 기계의 저소음 및 저진동에 대한 연구는 활발히 진행되고 있으나, 주로 BLDC 모터 단품의 소음 및 진동 저감에 관한 연구가 대부분이다. 따라서 이 연구에서는 BLDC 모터로부터 발생하는 전자기적 가진력 성분을 이론적으로 규명하는데 초점을 맞추기 보다는 BLDC 모터로부터 발생하는 전자기적 가진주파수의 이론적인 계산과 실험을 통해 BLDC 로터리 압축기의 소음 및 진동과의 관계 규명에 중점을 두었다. 이 연구에서는 BLDC 모터를 채용한 공조용 로터리 컴프레서의 방사 소음을 측정하여 소음 저감을 위한 문제 주파수 대역을 선정하였으며, 소음과 진동 특성을 비교 검토하였다. 근접 음장에서의 음압 측정을 토대로 음원의 소음 가시화를 수행하였

다. 소음 가시화를 통하여 소음원을 추정한 후, 실험적 모드 해석을 통하여 특정 운전주파수에서의 압축기 소음의 원인이 압축기 펌프부와 BLDC 모터의 공진임을 밝혔다. 그 후, 공진에 의한 소음을 저감할 수 있는 방안을 마련하였고, 모터 상용해석 프로그램인 Maxwell⁽⁸⁾을 이용하여 BLDC 모터의 전자기력 해석을 수행하였으며, 해석 결과로부터 전자기적 인력에 의한 가진 성분 저감을 확인하였다. 또한 공진 회피를 위한 구조변경 방안을 압축기에 적용한 후, 실험을 통해 효과를 검증하였다.

2. 현상 분석

2.1 BLDC 로터리 압축기의 구성

이 논문에서 사용된 공조용 로터리 압축기는 밀폐형 압축기로서 모터와 펌프부로 구성되어 있다. Fig. 1에서 보는 바와 같이 셸의 내부는 모터와 압축부로 구성되며, 셸과 상부 베어링은 3점 용접으로 고정되어 있다. 고정자는 셸에 원주용접으로 고정되어 있으며, 회전자는 크랭크 축에 열박음 되어 있다. 압축기 펌프부가 직접 케이스 셸에 고정되어 있으므로 압축기 펌프부의 소음과 진동은 압축기 본체의 소음 및 진동에 상당한 영향을 미친다.

2.2 BLDC 로터리 압축기 소음 특성

이 BLDC 로터리 압축기는 인버터 운전에 의해서 30 ~ 120 Hz까지 넓은 주파수 범위를 가지고 운전되기 때문에, 운전주파수의 모든 영역에서 저소음 및 저진동이 요구되나, 인버터의 주 운전 영역은 높은 주파수 영역이기 때문에 특히 그 영역에서의 저소음과 저진동이 보다 더 요구된다. 소음 주파수 특성

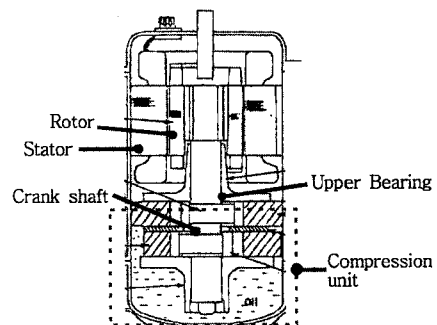


Fig. 1 Cross-sectional view of the compressor

분석, 소음 저감을 위한 주파수 대역 선정과 회전주파수의 영향을 확인하기 위해, 반무향실에서 ARI 조건(압축기의 흡입, 토출 압력과 흡입 온도를 각각 9.12 kgf/cm², 33.45 kgf/cm²과 18.3℃)에서 Fig. 2와 같이 두 방향에서 소음을 측정하였다. 압축기 본체와 마이크론의 거리는 30cm이며, 압축기 본체의 중간 높이에서 1개의 마이크론은 어큐뮬레이터(accumulator)를 기준으로 반시계 방향으로 90도 지점에 위치시켰으며, 다른 1개의 마이크론은 반시계 방향으로 180도 지점에 위치시켜 압축기로부터 방사되는 소음을 측정하였다.

Fig. 3은 운전주파수 65~95 Hz영역에 대해서 5 Hz 간격으로 실제 운전 시 발생하는 소음을 (+)X 방향과 (+)Y 방향에서 측정한 결과이다. Fig. 3에서 운전주파수 80 Hz에서 방사 소음이 정점을 이루고 있으며, (+)X 방향에서 소음이 (+)Y 방향에 비해 평균 2 dB(A) 정도 높게 나타나고 있다. 이는 어큐뮬레이터로부터의 소음 방사와 함께 머플러 토출 홀이 (+)X 방향으로 근접한 위치에 있기 때문에 고온 고압으로 압축된 냉매가스가 머플러 홀을 통해 토출될 때, (+)X 방향을 직접적으로 음향 가진 함으로써 상대적으로 (+)X방향에서 높은 소음이 발생한다. BLDC 로터리 압축기에서 운전주파수가 증가할수록 모터의 회전수가 증가하게 된다. 회전수와 압축기가 받는 부하는 비례 관계이기 때문에 모터 회전수가 증가할수록 소음이 증가한다. 그러나 Fig. 3을 살펴보면, 운전주파수 80 Hz를 정점으로 해서 그 이상의 운전주파수에서 소음이 포화(saturation)되는 경향을 보이고 있으며, 이는 공진이 원인으로 작용했을 가능성이 크다. 소음 특성을 관찰하기 위하여,

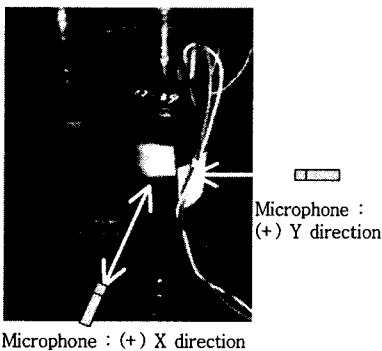


Fig. 2 Experimental set-up for measuring the noise of the BLDC rotary compressor

여, 소음 레벨이 상대적으로 높은 (+)X 방향에서 협대역(Narrow band)과 1/3 옥타브 대역에서 측정된 소음 스펙트럼을 Fig. 4에 각각 도시하였다. Fig. 4(a)

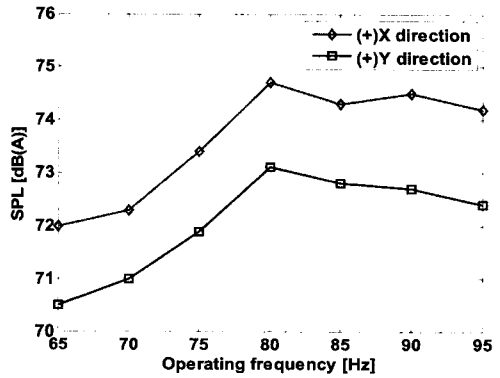
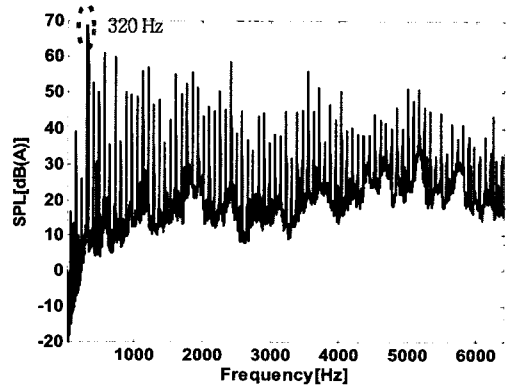
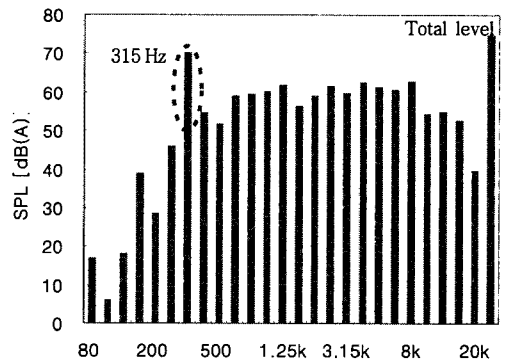


Fig. 3 Overall sound pressure level versus the change in the operating frequency



(a) Noise spectrum in narrow band at operating frequency, 80 Hz



(b) Noise spectrum in the 1/3 octave band at the operating frequency, 80 Hz

Fig. 4 Noise spectrum of the BLDC rotary compressor at the operating frequency, 80 Hz

에서 가장 큰 소음이 발생하는 주파수는 대략 320 Hz이다. 회전주파수 80 Hz를 1X라고 하면, 320 Hz는 4X 성분이다. 일반적으로 압력 맥동 및 밸브에 의한 유동 기인 소음은 2 kHz 이상의 고주파 대역에서 발생하는 것으로 알려져 있으므로 저주파 대역에 해당 되는 320 Hz는 진동에 의해 발생한 구조기인 소음이다. Fig. 4(b)에서 중심주파수 315 Hz 대역은 주변주파수 대역에 비해 평균 20 dB 이상 돌출되어 있으며, 이러한 현상은 청각음에도 좋지 않은 영향을 미친다.

2.3 소음과 진동 상관 관계 분석

압축기에서 저주파에 의한 소음 문제는 주로 구조 진동에 의해 야기된다. Fig. 5는 압축기 본체를 대상으로 운전주파수 80 Hz에서 고정자가 케이스에 지지되어 있는 위치인 상부 지점과 압축 및 토출이 발생하는 하부 지점에 각각 가속도를 측정된 결과이다. 운전주파수 65~95 Hz 영역에서 5 Hz 간격으로 가속도계(B&K Type 4393)와 마이크로폰(B&K Type 4190)을 이용하여 가속도와 소음을 동시에 측정하였다. 가속도 신호를 기준 신호로 선정하고 (+)X 방향의 소음을 측정된 후, 상호상관 함수(cross-correlation function)를 고속 푸리에 변환(FFT)한 상호 스펙트럼(cross-spectrum)을 이용하여 각 운전주파수의 4배 성분의 크기를 추출한 결과를 Fig. 6에 나타내었다. 본체 상, 하부에서 획득한 가속도 신호와 소음 신호의 주파수 분석과 상호 스펙트럼 분석을 통해 관심주파수 320 Hz에서 소음 기여도가 큰 진동 위치를 확인할 수 있다.

Fig. 5를 관찰해 보면, 가속도를 측정한 두 지점 모두 320 Hz에서 가장 큰 피크를 가지고 있으나, 모터 부근에서 발생한 운전주파수의 4배 성분의 가속도 크기가 압축부 근처에서의 4배 성분의 가속도 크기에 비해 대략 3배 정도 크다는 것을 알 수 있다. Fig. 6을 통해 운전주파수 65~95 Hz의 4배 성분 중에서 운전주파수 80 Hz의 4배 성분, 즉 320 Hz에서 모터 부근의 진동과 (+)X 방향 소음의 상관관계가 가장 높음을 알 수 있다. 이상의 결과로부터 문제주파수 320 Hz는 모터에서 발생한 진동으로 인한 구조기인 소음이라고 예측할 수 있다.

2.4 소음원 가시화

문제주파수 320 Hz는 1/3 옥타브 대역으로 315 Hz 대역에 해당된다. 따라서 중심주파수 315 Hz 대역에서의 소음 가시화를 통해 소음원의 위치를 파악하고자 한다. 이 연구에서는 소음 가시화를 위해 마이크로폰을 이용하여 근접장에서 음압을 측정된 후, Matlab을 이용하여 소음 등고선(noise contour)를 작성하였다. 일반적으로 가시화를 위한 목적으로 마이크로폰을 이용한 근접장에서의 음압 측정법은 측정주파수가 고주파인 경우, 측정 점의 개수가 상당히 많아져서 시간과 비용 측면에서 비효율적이다. 그러나, 이 연구에서는 관심주파수가 1 kHz 대역 이하이므로 공간상의 엘리어싱(aliasing)을 고려함과 동시에 측정 면적이 압축기 면적의 2배 이상이 될 수 있도록 가로, 세로 8 cm 간격으로 측정 간격을 설정하였고, 64개의 측정 점에 대해서 소음이 높은 (+)X 방향에서 15 cm 떨어진 근접장에서 압축기로부터 방사되는 음압을 측정하였다. Fig. 7은 가시화

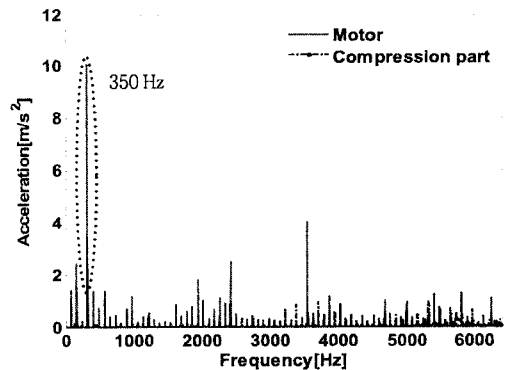


Fig. 5 Vibration spectrum measured on the motor and compression part at 80 Hz

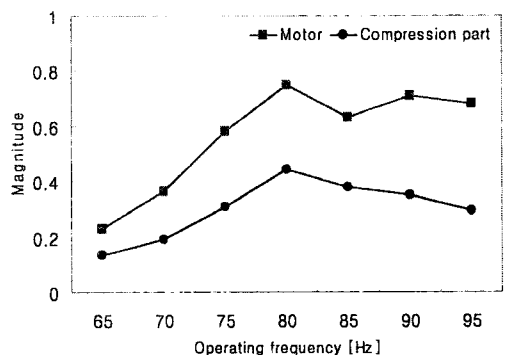


Fig. 6 Magnitude of 4X component in the cross spectrum at 80 Hz operation

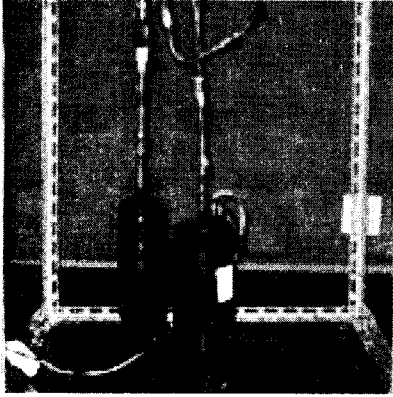


Fig. 7 Photo of experimental set-up for contour

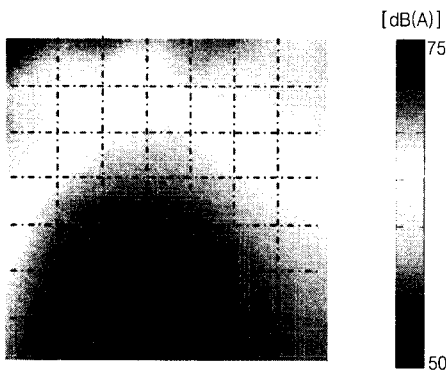


Fig. 8 Noise contour at the 315 Hz frequency band in the (+)X direction

를 위한 음압 측정 위치를 나타내고 있으며, 소음 가시화의 결과인 등고선도를 Fig. 8에 나타내었다. Fig. 8에서 보듯이 압축기 본체 상부에 위치해 있는 모터 부위를 중심으로 압축기 전체에 걸쳐 소음 레벨이 높게 형성되어 있다. 즉 BLDC모터부가 소음 원이며, 모터에서 발생된 가진 성분이 압축기 펌프부의 고유진동수와 일치하여 발생하는 공진일 가능성이 높으며, 그로 인해 특정 주파수 320 Hz에서 큰 피크를 가지는 소음·진동 특성을 가진다고 할 수 있다.

3. 실험적 모드 해석

3.1 BLDC 모터의 전자기적 가진주파수 성분

이 논문에서 사용된 BLDC모터는 분포권 DC모터로서 회전자는 4극의 영구자석이 회전자 내부에 매입되어 있는 매입형(interior permanent magnet,

IPM) 형태로 되어 있으며, 고정자는 24개의 슬롯으로 구성되어 있다. Fig. 9는 모터의 형상을 나타내고 있으며, Table 1은 연구 대상 모터의 매개 변수를 나타내고 있다. 회전자 내부에 영구자석이 매입되어 있는 매입형 BLDC 모터에서 주요 소음원은 가공 및 조립 오차, 불평형에 의해 발생하는 기계적인 요인과 전자기적 가진력에 의한 전기적인 요인으로 크게 나눌 수 있다. 소음에 보다 큰 영향을 미치는 요인은 전기적인 가진력으로 알려져 있다. 전기적인 가진력은 크게 코깅 토크, 모터의 각 상에 입력되는 전류의 고조파에 의한 토크 리플, 전자기적 인력 성분으로 분류 할 수 있다. 위에서 언급한 전자기적 가진력 성분 중에서 전자기적 인력은 BLDC 모터의 소음에서는 중요하지 않다고 언급되어 있다³⁾.

이 절에서는 모터의 주요 가진 성분인 코깅 토크, 전자기적 인력, 전류의 고조파에 의한 토크 리플에 의해 발생하는 주파수 성분을 이론 계산과 실험을 통해 확인하였다. 코깅 토크는 모터가 회전함에 따라 회전자와 고정자의 위치변화에 따른 공극에서의 자속 변화에 의해 발생하는 토크 변동으로, 극수와 슬롯 수의 최소 공배수를 기본주파수로 가지며, 기본주파수와 고조파에 의해 소음과 진동이 발생한다. 대상 모터의 극수는 4이고 슬롯 수는 24개 이므로 코깅 토크의 기본주파수는 모터 회전주파수의 24배 성분이 된다. 전자기적 인력은 공극 사이의 자기장에 의해서 회전자와 고정자 사이에 작용하는 인력 성분이며, 극 쌍수가 2이므로 자속 밀도의 제곱에 비례하는 관계에 의해 회전주파수의 4배 성분이 기본주파수가 된다. 그러므로 회전주파수의 4배 성분과 고조파 성분이 전자기적 인력에 의한 가진주파수가 된다. 전류의 고조파에 의한 토크 리플에 의한 가진주파수를 파악하기 위해 전류 탐침자(current probe)를 이용하여 상으로 공급되는 전류를 측정하였다. Fig. 10(a)는 운전주파수 80 Hz에서 인버터로부터 공급되는 전류의 측정 결과이며, 파워 스펙트럴 밀도(power spectral density)를 Fig. 10(b)에 도시 하였다. Fig. 10(a)을 살펴보면, 인버터를 통하여 공급되는 전류에 고조파 성분이 포함되어 있음을 알 수 있으며, 이러한 고조파 성분은 토크 리플을 발생 시킨다. Fig. 10(b)에서 상으로 공급되는 전류의 기본주파수를 1Y라고 하면, 1Y, 5Y, 11Y, 13Y, 23Y, 25Y의 피크 성분이 발생하고 있다. 이는 11Y, 13Y는

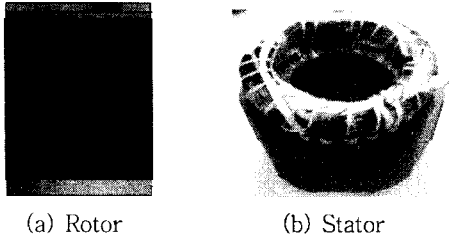


Fig. 9 Photo of distributed winding motor

Table 1 Parameters of the BLDC motor

Air-gap length	0.55 mm
Number of slots	24
Number of pole-pairs	2

Table 2 Excitation frequencies from motor

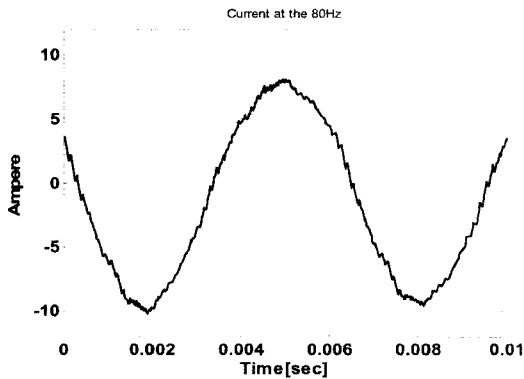
Excitation source	Frequency [Hz]
Cogging torque	1920 and harmonics
Attractive force	320 and harmonics
Electrical torque ripple due to the harmonics of current	1920 and harmonics

미치게 된다. 이상으로 BLDC 모터에 의한 가진 성분을 확인하였고, 각각의 가진 성분의 기본주파수를 Table 2에 정리하였다.

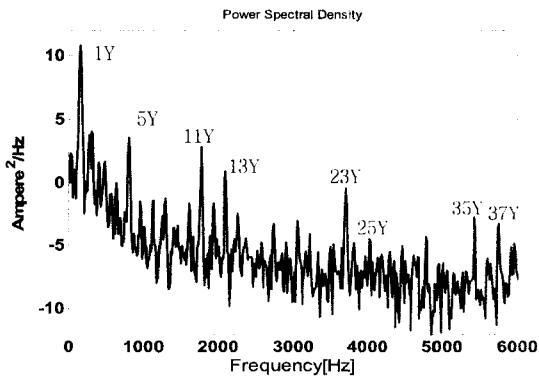
3.2 압축기 펌프부의 고유모드

앞에서 언급한 코깅 토크, 전자기적 인력, 전류 고조파에 의한 토크 리플에 의해 발생하는 주파수는 BLDC 로터리 압축기에 작용하는 가진주파수이며, 압축기 펌프부(pump unit)의 고유진동수와 일치할 경우 공진이 발생하게 된다. 따라서 압축기 펌프부에 공진이 발생하게 되면 소음과 진동이 커지게 되어 압축기의 신뢰성이 저하될 뿐만 아니라 에어컨 실외기의 소음과 진동에 심각한 문제를 일으키게 된다. 따라서 모드 해석으로부터 압축기 펌프부의 고유진동수와 BLDC모터의 가진주파수의 비교를 통해 소음 및 진동원을 분석하여야 한다.

운전주파수 80 Hz의 4배 성분에 해당하는 320 Hz에서 소음이 증가하는 원인을 파악하기 위해 압축기 펌프부에 대해 모드 시험(modal testing)을 실시하였다. 고유진동수와 모드 형상을 구하기 위해 모드 해석 상용프로그램인 SMS(star modal system)⁽⁹⁾이 사용되었으며, SMS 프로그램을 통하여 구조물이 기하학적으로 표현될 수 있도록 모델링을 한 후, Fig. 11과 같이 10번 지점에서 가진을 하고 여러 지점에서 응답을 측정하였다. 이 실험에서는 강철팁(steel tip)이 달린 충격 해머(impact hammer)를 사용하였으며, 고유진동수와 모드형상을 정확하게 파악하기 위해 충격 해머의 주파수 응답의 최대값에서 3 dB만큼 떨어지는 주파수 범위로 한정하여 800 Hz까지 분석하였다. 실제 압축기의 펌프부는 상부 베어링이 3점 용접에 의해 케이스 셸에 고정되어 있다. 실제 조립 조건과 유사하게 상부 베어링을 고정시켜 충격 해머로 충격시험을 하였다. 총 42개의 지점에 대해서 번호 순서대로 충격 해머로 측정 대상 구조물에 충격을 가하였으며, 가속도계(B&K 4393 type)을 이용하여 가속도 응답을 측정하고 주파수



(a) Current waveform at 80 Hz operation



(b) Power spectral density of current waveform

Fig. 10 Current supplied from the inverter

전류의 기본주파수 12Y에 해당되는 토크의 변동 성분을 발생 시킨다⁽²⁾. 대상 모터는 4개의 영구 자석이 매입되어 있는 4극 구조이므로 전류의 고조파에 의한 토크 리플은 회전주파수의 24배를 기본주파수로 가지며, 이의 고조파 성분이 소음과 진동에 영향을

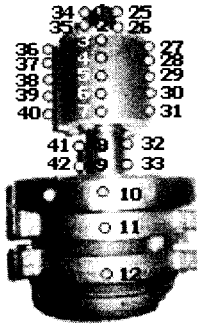
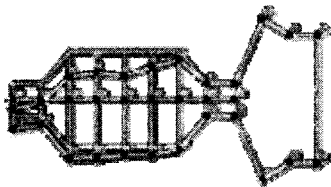
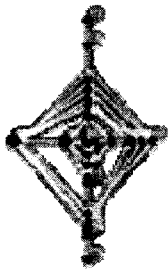


Fig. 11 Measurement position for impact test



(a) Front view



(b) Top view

Fig. 12 Mode shape at 2nd natural frequency (bending mode)

Table 3 Modal parameters from modal test

Mode	Natural frequency [Hz]	Damping [%]
1	186	11.12
2	325	0.72
3	604	2.39
4	751	2.62

분석기(ONOSOKI FFT Analyzer CF-350)로 주파수 응답 함수(frequency response function)를 측정하였다. 주파수 응답 함수의 신뢰성 향상을 위해 각 측정 지점마다 16번 측정하여 평균을 구하였으며, 측정된 주파수 응답 함수로부터 모달 변수(modal parameter)를 구하기 위해 곡선추정(curve fitting)

을 사용하였다. Fig. 12는 2차 고유진동수에서의 굽힘(bending) 모드 형상을 보여 주고 있다. Table 3에 모드 시험 결과를 나타내었다.

모터의 가진주파수 성분인 전자기력 인력에 의한 가진주파수 320 Hz와 압축기 펌프부의 2차 고유진동수 325 Hz가 1.4% 이내로 근접하는 것이 압축기 펌프부의 고유진동수와 Table 2에 나타나 있는 모터 발생 주파수와 비교한 결과 확인되었다. 모터의 전자기력 인력에 의한 가진주파수 성분인 320 Hz와 압축기 펌프부의 2차 고유진동수가 거의 일치하므로 공진에 의해 BLDC 로터리 압축기의 운전 영역 대인 80 Hz에서 소음이 크게 나타남을 알 수 있다. 따라서 공진 회피를 위한 구조 변경 설계가 요구된다. 공진 회피를 위하여 모터의 가진주파수를 변화시키는 것은 압축기의 고효율 및 인버터 제어와 밀접한 관련이 있기 때문에 현실적으로 매우 어렵다. 압축기 펌프부의 경우, 크랭크 축(crank shaft)의 재질 변경, 축 지름 증가 등의 방법으로 강성을 보강함으로써 모터의 전자기력 인력에 의한 가진주파수 성분과 일치하는 고유진동수를 변화시켜 공진에 의한 소음과 진동을 저감할 수 있을 것이다. 그러나 압축기의 양산성을 고려할 때, 축 강성 보강을 위한 축 재질 변경, 축 지름 증가 등의 방법은 재료비 상승, 막대한 설비 투자 문제와 직결되므로 제품의 가격 경쟁력 측면에서 위의 방법을 적용하기가 쉽지 않다. 이 연구에서는 공진 회피를 위한 구조 변경에 초점을 맞추기 보다는 가진력 저감 측면에서 공극을 확대하여 모터의 전자기력 인력을 감소시켜 BLDC 로터리 압축기의 소음을 저감하고자 한다.

4. BLDC 모터의 전자기력 해석

모터와 압축기 펌프부의 공진의 원인인 전자기력 인력의 크기를 저감하는 방안으로 회전자와 고정자의 간극, 즉 공극 길이를 확대하였다. 해석의 편리를 위해 회전자와 고정자의 동축도가 보존되어 회전자와 고정자 사이에 편심(eccentricity)이 존재하지 않은 이상적인 상태를 해석 조건으로 하여 상용프로그램인 Maxwell을 이용하여 공극 길이에 따른 자기장 해석과 전자기력 해석을 수행 하였다. 운전주파수 80 Hz로 모터가 구동될 때, 모터 내부의 자속 밀도분포와 고정자에 미치는 전자기력 인력을 2차원 유한요

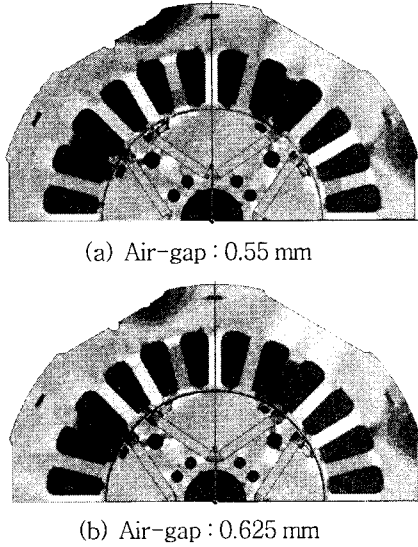
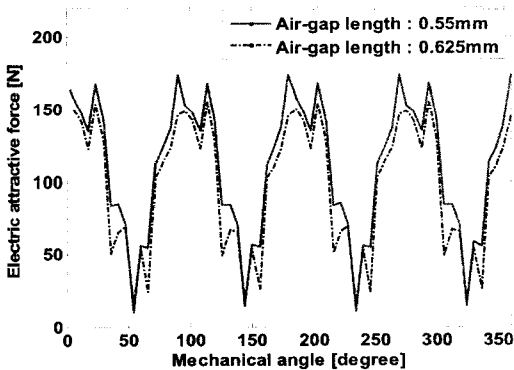
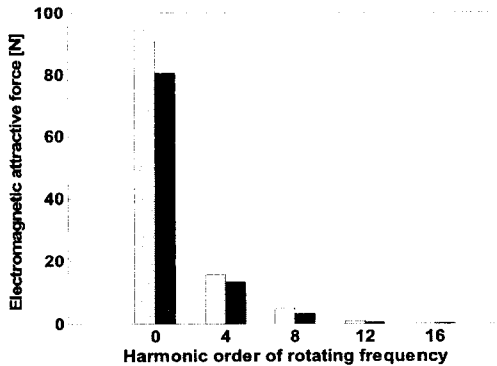


Fig. 13 Analysis of flux density distribution



(a) Electromagnetic attractive force acting on stator's teeth according to rotor position



(b) Harmonic magnitude of attractive force

Fig. 14 Analytical results of attractive force

소범으로 해석한 결과를 각각 Fig. 13와 Fig. 14에

도시하였다. Fig. 13에서 공극 길이에 따른 자속 밀도에는 큰 차이가 없으나, Fig. 14(a)를 살펴보면, 공극 길이가 0.55 mm에서 0.625 mm로 증가함에 따라 고정자 이(teeth)에 걸리는 전자기적 인력이 21.6% 정도 감소하였다. Fig. 14(b)는 주파수 분석한 결과이며, 전자기적 인력 성분의 0차 성분, 즉 직류 성분을 제외한 나머지 주파수 성분을 비교한 결과, 공극 길이가 증가함에 따라 회전주파수의 4배 성분과 고조파 성분의 크기가 감소함을 알 수 있다. 따라서 공극 길이를 증가함으로써 회전자와 고정자 사이에 발생하는 전자기적 인력에 의한 가진력을 효과적으로 저감할 수 있다.

5. 소음저감 대책

5.1 공극 길이 확대를 통한 소음 저감

이상적인 공극을 가지는 모터에 한정하여 전자기력 해석을 수행하였으나, 실제 조립상대에서는 금형의 정밀도, 조립에 의한 편차와 압축기 운전 시 크랭크 축의 탄성 모드의 영향으로 회전자는 편심인 상태로 회전하게 된다. 따라서 이론적인 공극 길이 0.55 mm의 경우, 실제 공극 길이는 평균 0.45 mm, 0.625 mm인 경우는 실제 공극은 평균 0.525 mm 정도로 실제 공극과 이상적인 공극의 차이는 0.1 mm 정도가 된다. Fig. 15는 압축기를 80 Hz로 구동한 후, (+)X방향에서 공극 길이 변경 전과 후의 소음을 측정하여 공극 길이 확대방안의 소음 저감 효과를 1/3 옥타브로 확인한 결과이다. 전체 주파수 대역에서 소음은 약 2.5 dB(A)가 저감되었으며, 문제주파수 대역인 중심주파수 315 Hz 대역에서 13 dB(A) 감소하였다. 2차원 유한요소 해석에서 가진력의 크기가 21.6% 감소하였으나, 실제 소음 측정 결과 4차 성분에서 21.6% 보다 적은 18.6% 정도가 감소한 원인은 회전자와 고정자 사이에 존재하는 편심에 있다고 생각된다. 중심주파수 315 Hz 대역에서 현저하게 소음이 저감된 원인은 공극 길이 증가로 인하여 회전주파수의 4배를 기본주파수로 하는 모터의 전자기적 인력의 감소에 있다.

5.2 구조변경을 통한 소음 저감

이 연구대상인 BLDC로터리 압축기의 경우, 모터의 전자기적 인력에 의한 가진주파수 성분인 320

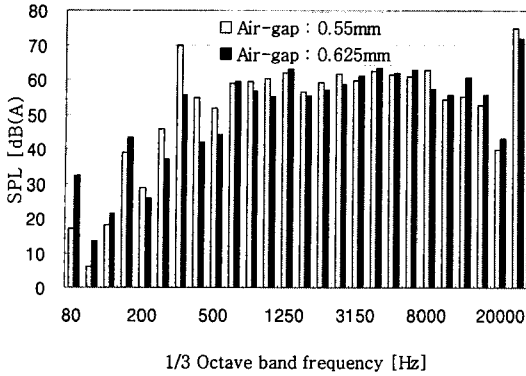
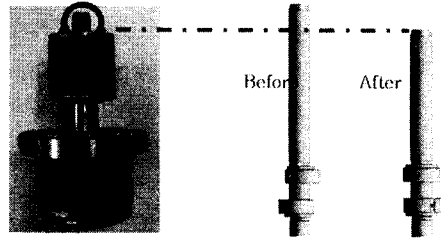


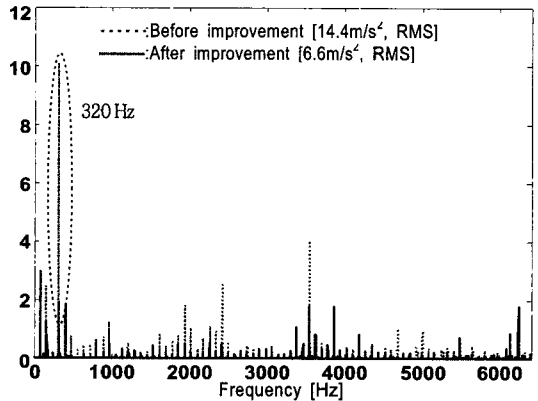
Fig. 15 Comparison of sound spectrum between modified model(ideal gap : 0.55 mm) and original model(ideal gap : 0.625 mm) in the BLDC rotary compressor

Hz와 압축기 펌프부의 2차 고유진동수가 거의 일치하여 발생하는 공진이 확인되었다. 공진을 회피하기 위하여 고유진동수를 변화시킴으로써 공진에 의한 진동과 소음을 줄일 수 있다. 문제주파수 대역인 325 Hz 근처에 고유진동수가 위치하지 않도록 구조물의 동특성을 개선하려는 목적으로 축 길이를 기존보다 23 mm 줄임으로써 축 강성을 증가시켰으며, 이를 통해 고유진동수를 변화시켰다. Fig. 16(a)는 개선 전의 로터가 열박음된 압축기 펌프부의 모습을 나타내며, 축이 돌출되어 있음을 알 수 있으며, Fig. 16(b)는 길이 변경 전, 후의 축을 나타내고 있다. 축 길이가 감소로 인하여 모드 형상은 변화가 없으나, 고유진동수가 325 Hz에서 390 Hz로 이동한 결과를 Fig. 16에 도시하였다. 공극 길이 확대와 축 길이 변경을 모두 적용한 후의 BLDC 로터리 압축기와 개선 이전 압축기의 진동과 소음을 비교한 결과를 Fig. 17에 나타내었다. Fig. 17(a)의 진동 스펙트럼에서 알 수 있듯이 구조 변경을 통한 공진 회피와 공극 길이 확대로 인한 가진력 저감으로부터 운전주파수 4배에 해당하는 320 Hz의 가속도 성분의 크기가 크게 감소되었음을 알 수 있으며, 320 Hz 성분의 진동 저감은 소음 저감으로 이어졌음을 알 수 있다. Fig. 17를 살펴보면, 이 BLDC 압축기의 문제주파수 대역에서의 소음이 구조기인 소음임을 확인할 수 있다. 또한 Fig. 15와 Fig. 17을 비교한 결과, 공극 길이 확대 적용만을 한 압축기와 구조변경과 공극 길이 확대를 동시에 적용한 압축기의 소음을 비교했을 때, 두 가지 모두를 적용한 압축기의 소음이 대략 2 dB(A)

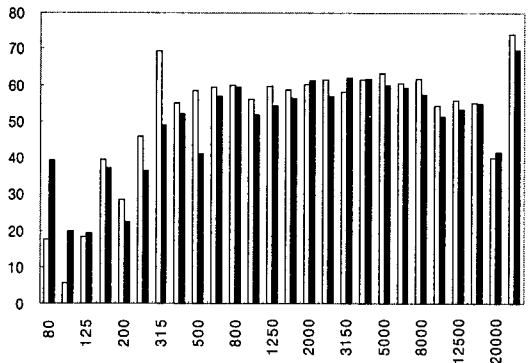


(a) Pump assembly with rotor (b) Crank shaft

Fig. 16 Structural dynamic modification



(a) Comparison of vibration spectrum measured under the 80 Hz operation



(b) Comparison of noise spectrum measured under the 80 Hz operation

Fig. 17 Comparison of the noise and vibration spectrum due to the airgap enlargement and structural dynamic modification

더 낮음을 확인할 수 있다.

6. 결 론

이 연구를 통해 BLDC 로터리 압축기에서 발생하

는 소음과 진동을 분석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 운전주파수 80 Hz에서 소음 및 진동 신호의 주파수 분석, 소음과 진동의 상관성 검토와 소음 가시화를 통해 320 Hz의 피크 소음은 모터의 진동으로부터 야기된 구조기인 소음임을 밝혔다. BLDC 모터의 주요 가진주파수 성분을 이론 계산과 실험을 통해서 규명한 후, 소음의 원인이 전자기적 인력에 의해 발생하는 회전주파수의 4배 성분과 압축기 펌프부의 2차 고유진동수와의 공진임을 실험적 모드 해석을 통해서 확인하였다.

(2) BLDC 로터리 압축기의 소음 저감을 위해서는 BLDC 모터의 주요 소음원으로 알려진 코깅 토크, 토크 리플과 비교해서 상대적으로 모터의 소음과 진동에 중요하지 않게 여겨 왔던 전자기적 인력에 의한 가진 성분과 압축기와의 공진 발생 가능성에 대한 검토가 개발단계에서 이뤄져야 한다.

(3) 편심이 존재하지 않은 이상적인 조건하에서 모터의 전자기력 해석을 통해 공극이 증가함에 따라 전자기적 인력이 감소함을 예측하였으며, 공진 회피를 위한 구조변경으로 BLDC 로터리 압축기의 소음과 진동을 개선 이전과 비교하여 각각 4.5 dB(A), 56% 저감 할 수 있었다.

(4) 가공 및 조립 편차로 인해 실제 회전자는 편심을 가진 상태에서 회전하게 된다. 회전자의 동축도 개선, 금형과 조립 정밀도의 향상, 크랭크 축의 휨(whirling)량 개선을 통해서 편심을 축소한다면 소음과 진동이 저감 될 것이라고 예측된다. 저소음과 저진동을 위해서는 이 연구 내용을 토대로 편심량이 BLDC 로터리 압축기의 소음과 진동에 미치는 영향에 대해 이론 및 실험적인 규명이 요구되며, 이에 관한 향후 연구가 진행되어야 할 것이다.

참 고 문 헌

(1) Park, S. Y., Lee, S. H., Lee, S. I. and Kim, C. J., 1999, "Experimental Reduction of the Noise

Radiated by Rotary Compressor", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 9, No. 1, pp. 189~195.

(2) Ko, H. S., Eun, H. K., Kim, K. J. and Shin, H. J., 2000, "A Study on the Electrical Magnetic Excitation Force and Noise Characteristics in Motor of Interior Permanent Magnetic Type", Proceedings of the KSNVE 10th Anniversary Annual Conference, pp. 1139~1146.

(3) Ko, H. S., 2002, "Characterization of Electromagnetic Excitation Force for Interior Permanent Magnet Type BLDC Motors for Noise/Vibration Assessment", Korea Advanced Institute of Science and Technology.

(4) Lee, T. J., Park, J. H., Lee, S. H. and Hong, J. P., 2007, "The Vibration and Noise Characteristic Analysis of the BLDC Axial-gap Type Motor by Using Finite Element Method", Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, KSNVE07A-34-03.

(5) Kim, Y. H., Yang, B. S. and Kim, C. J., 2006, "Noise Source Identification of Small Fan-BLDC Motor System", International Journal of Rotating Machinery, Vol. 2006, pp. 1~7.

(6) Ede, J. D., Zhu, Z. Q. and Howe, D., 2002, "Rotor Resonance of High Speed Permanent-Magnet Brushless Machines", IEEE Transactions on Industry Applications, Vol. 38, No. 2, pp. 1542~1548.

(7) Lee, J. W., Kim, Y. J., Ahn, B. H. and Lee, Y. S., 2001, "Development and Application of Measuring Method for Instantaneous Intensity", Proceedings of the KSPE Annual Autumn Conference, pp. 300~304.

(8) Using Maxwell, version 11.1.1, Ansoft.

(9) Using STAR MODAL, version 6.2, Spectral Dynamics 2002.