

유도 전동기의 소음

호 서 대 학 교
 教授 신 대 철

1. 서론

현대사회는 공업의 급속한 발달로 인하여 기술 혁신은 인간생활에 편리한 점을 많이 안겨준 반면에 쾌적한 환경에서 건강한 생활을 저해하는 공해를 유발케 하였다.

이와 같은 공업화 및 산업화에 따른 대기오염, 수질오염, 토양오염, 지반 침하, 소음, 진동, 악취 등은 각종 공해를 유발시켰고, 그로 인한 환경 파괴는 인간생활에 직·간접적으로 피해를 주고 있으며 그 피해의 정도는 더욱 심화되고 있는 실정이다. 그러나 실제로 인간 생활에 직접 피해를 주고 있는 환경 파괴 공해에 대해서는 우선적으로 방지 대책은 수립되어 있으나, 그밖의 공해로 인한 간접적인 피해 방지 대책에 대해서는 등한시한 것이 사실이다.

그 중에서 소음공해는 대기나 수질오염 등과 같은 일반화된 개념의 공해가 아니므로 비교적 주요 관심의 대상 밖에 방치되어 있고, 또한 다른 공해에 비해 원인물질의 축적이 없어 그로 인한 피해의 방지에도 소홀한 실정이다.

소음공해는 주원인이 음의 변화량으로 인간 청

각 능력의 허용 한계치 45[dB]를 넘는 정도의 소리라고 할 수 있으며, 이런 경우 인간에게 직·간접적인 피해가 예상된다. 생활 속에서 감지될 수 있는 소음공해의 대표적인 것으로는 제트 항공기의 이·착륙은 125[dB], 도로의 화물 자동차는 90[dB], 제철소의 압연기는 75[dB], 사무실의 타자기는 65[dB], 도서관 내부는 35[dB] 정도로 발생하는 소음등으로 다종다양하다. 본 문에서는 산업체의 각종 기계, 기구의 구동원으로 가장 많이 사용되고 있는 유도전동기의 소음, 진동발생에 대해서 언급한다.

1820년 Arago가 유도전동기의 기본 원리를 실험으로 입증한 후 Vaily, Ferraris, Tesla 그리고 Dobrowolsky 등에 의해 연구가 거듭되어 끝내는 1894년 Boucherot가 개량한 유도전동기가 오늘날의 유도전동기라고 할 수 있다.

이러한 유도전동기는 많은 종류의 전동기중 가장 간단한 원리로 제작되어 있어서 구조도 간단하여 염가이며, 취급 및 보수도 쉽다. 또한 기동 특성이 양호하고 상용 전원으로도 구동할 수 있는 등의 장점이 있기 때문에 가정용 및 산업용 전기 기기에 널리 이용되고 있다.

그러나 최근 유도 전동기 설계는 단위 출력당

소형경량화의 경쟁이 심화되어 전자적인 부하가 증가하고 있기 때문에 두께가 얇은 프레임(Flame)을 사용하게 되며, 이에 따라 철심내의 자속밀도가 높게 포화되어 과도한 냉각을 필요로 하고 있다. 이러한 현상은 전동기 소음, 진동 발생의 큰 원인이 된다. 특히 요즘 생활환경의 개선점에서 공조기기, 주택설비 기기용으로 사용되는 일반 소형전동기에 대해서도 소음 및 진동에 대한 관심이 높아져 소음레벨은 전동기의 상품가치를 결정하는데 중요한 요소중의 하나로 크게 취급되어 지고 있다.

유도전동기의 소음은 전자, 통풍 및 기계 소음으로 크게 대별된다. 전자소음은 1930년 Brand가 고정자 및 회전자의 공간고조파에 의한 다각형 변형력에 비롯됨을 연구발표한 이후 1950년 Jordan, 1954년 Alger 등에 의해 변형력에 의한 고정자의 변형량이 계산되고 1970년 Hiroshi에 의해 농형 유도전동기의 슬롯수 조합과 skew가 전자소음에 미치는 영향이 연구되었고, 1971년 Ellison에 의해 고정자의 고유진동수 해석 및 회전자 편심에 따른 소음 발생등이 연구되었다. 그리고 통풍소음에 관한 연구로는 1944년 King이 덕트내 냉각팬에 의한 소음방지법, 1957년 Talaat의 팬에 의한 사이렌음 분석 그리고 1977년 Yang의 회전자와 무관한 팬 설계 및 제작 등에 관한 논문들이 발표되었다. 또한 기계소음은 1957년 Shouta는 볼 베어링의 회전수에 따른 소음주파수를 분석하였고, 1962년 Nishimura는 볼 베어링 소음의 음압레벨과 회전수가 서로 비례함을 밝혔고, 1965년 Tallian은 표면상태가 불량한 외륜의 반경 및 축방향의 진동으로 소음이 발생됨을 보고 하였다.

이와 같이 해외에서는 오래전부터 유도전동기의

소음 및 진동에 관한 연구가 활발히 진행되어 왔으나 국내에서는 1980년대 후반부터 이에 미온적 관심을 보이다가 대한음향학회, 한국소음, 진동학회 등의 힘을 입어 1990년부터 적극적인 연구가 진행되었다고 하여도 과언은 아니다.

본문에서는 산업체에서 가장 많이 사용하고 있는 유도전동기의 소음, 진동 발생에 대해서 일반적인 사항들을 소개한다.

2. 소음의 분류

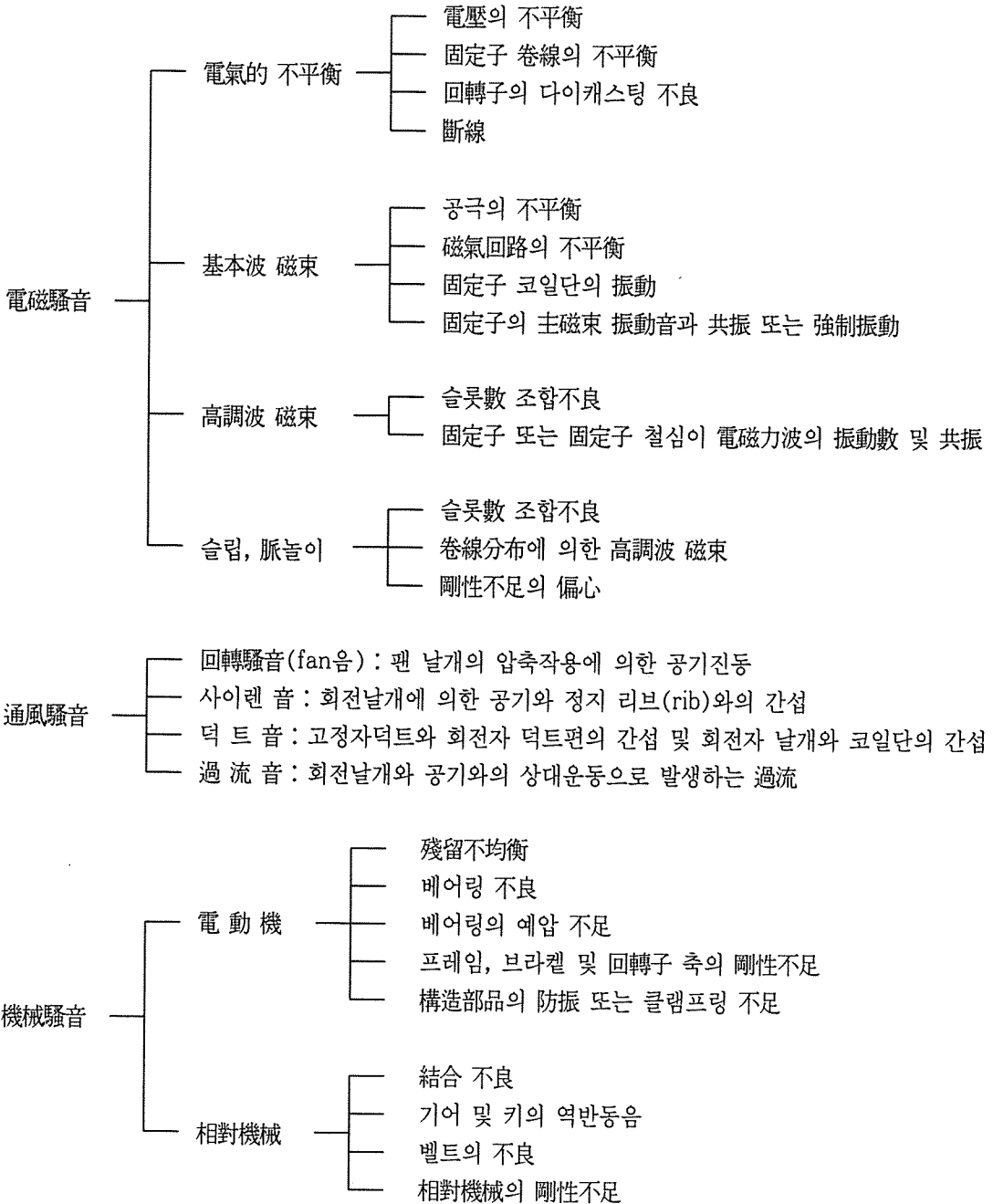
유도전동기에서 발생하는 소음에는 전기 및 자기회로에서 발생하는 전자소음과 전동기 자체에서 발생하는 열을 냉각하기 위해서 설치한 팬(fan)의 공기역학적인 통풍으로 인해서 발생하는 통풍소음이 있다. 그리고 회전자(rotor)를 지지하고 회전을 원활히 하기 위하여 설치한 베어링(bearing)에서 발생하는 기계소음 등으로 크게 분류할 수 있다. 그리고 <표 2-1>은 유도전동기의 소음 분류 및 요인이다.

2.1 電磁騒音

유도전동기는 구조상 고정자 및 회전자에 슬롯(slot)이 설치되어 있어 공극자속에는 여러 종류의 고조파가 포함되어 있다. 이 공극 고조파 자속에 의해서 발생하는 전자력파는 고정자 또는 회전자 철심을 다각형으로 진동을 발생케하여 소음을 일으키며, 이를 일반적으로 전자소음(Electromagnetic noise)이라 한다. 전자소음을 발생시키는 고조파자속에는 권선배치에 의한 슬롯 고조파와 슬롯의 開口에 의한 슬롯 퍼미언스(permeance) 고조파 및 相帶공극의 편심에 의한 고조파 등이 있다.

(표 2-1)

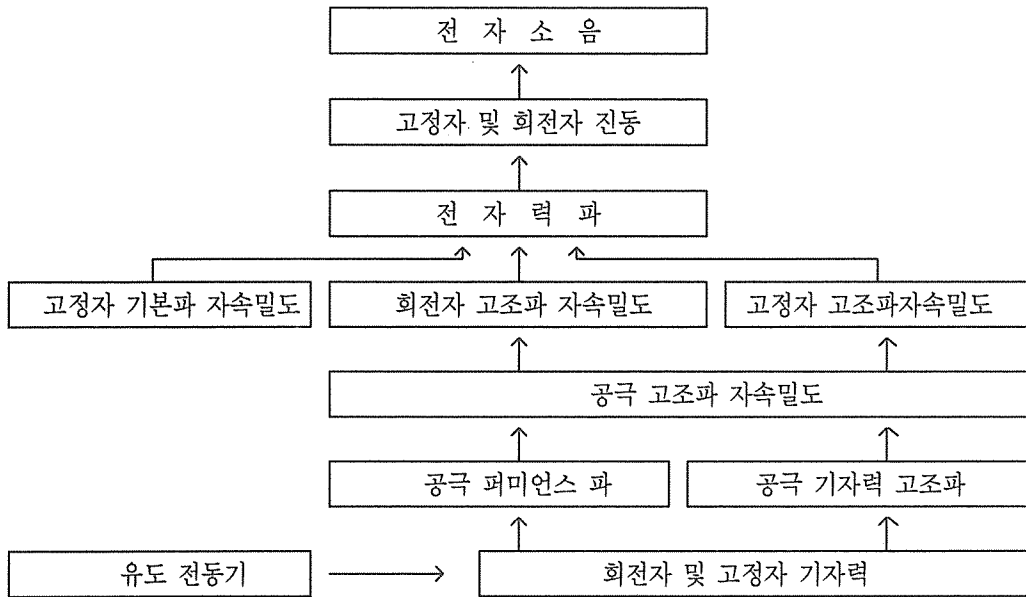
誘導電動機의 騒音要因



보통 유도전동기의 전자소음으로 문제가 되는 것은 슬롯 고조파와 슬롯 퍼미언스 고조파이며 한편, 농형 유도전동기 공극내의 공간고조파는 권선 배치에 의해 발생된 기자력의 고조파와 슬롯이 존재하여 공극 퍼미언스(air gap permeance)가 같

지 않아서 발생하는 고조파가 존재하고 있다.

이 두 고조파에 의해서 주파수 범위가 결정된다. 또한, 고조파의 크기는 회전력의 진폭, 철심의 프레임 등의 진동응답에 따라 좌우된다. 이에 관한 전자소음의 발생경로는 (그림 2-1)과 같다.

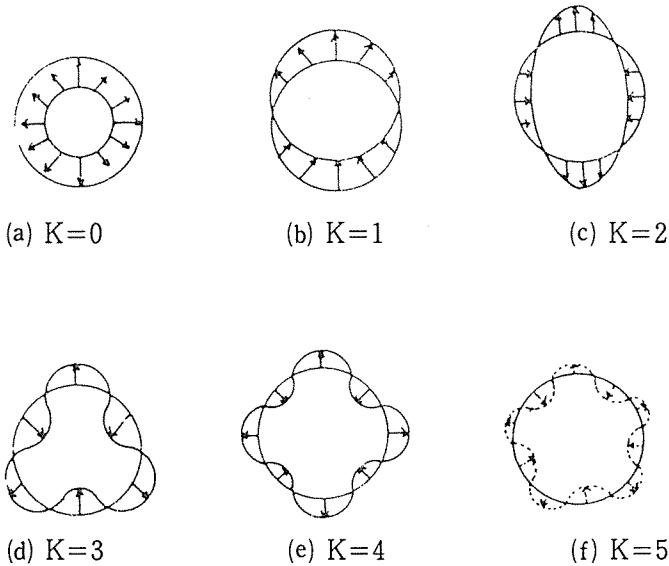


(그림 2-1) 전자소음의 발생경로

공극내에서 고정자 고조파자속과 회전자 고조파 자속의 상호작용을 수식적으로 전개하여 고정자 및 회전자 사이의 반경방향의 전자력파(electromagnetic force wave)의 加振力 F_M 은 공극자속의 자승에 관계되는데, 이중 고정자 자속의 성분은 전원주파수의 2배인 주파수를 가지므로 소음에는 크게 문제되지 않으며 회전자자속의 성분은 또한 그 차수가 높아 철심의 진동 및 진폭이 고정자의 기계적 강성보다 적으므로 소음의 세력은 대단히 적다. 따라서 기자력 F_M 은 고정자 및 회전자의 상호작용에 의한 성분에 크게 관계된다.

반경방향으로 작용하는 전자력은 회전자자속의 고조파차수와 고정자자속의 고조파차수의 합 또는 차에 관계되는데, 이를 전자력파의 진동모드 수(K)라 하며 K값에 따라 전자력파의 진동유형은 (그림 2-2)와 같다.

전자력파의 진동유형은 고정자의 변형, 변위 또는 회전자의 변위를 나타낸 것으로 진동모드수 $K=0$ 인 경우 원주상에 똑같은 반경방향의 전자력파가 작용하여 고정자 전체를 동시에 1회 확대 및 축소가 반복되며 그때 전자력파는 시간에 따라 정현적으로 증가 및 감소를 되풀이하여 동기 그로잉



(그림 2-2) 전자력파의 진동모드

(Synchronous growing) 현상이 발생된다. 진동모드수 $K=1$ 로 되면 철심의 변형은 없고 직경방향에 변위를 주는 힘이 작용하여 고정자의 변위보다 회전자 변위가 문제되어 기동시 큰 전자소음을 일으키면서 기동이 불가능하게 된다. 또한 $K=2$ 인 경우 고정자 철심, 외함(yoke) 등이 타원형으로 변형되는 전자력을 증가시켜 고정자 철심, 외함에 진동을 크게 발생시킨다. 그리고 $K=3, 4, 5$ 등과 같이 되면 전자력파, 극수의 증가와 함께 철심의 변형은 多角形態의 전자력파가 발생되어 고정자의 변형, 변위 또는 회전자의 변위를 일으키고 진동 및 소음을 발생하게 된다. 이러한 진동유형을 살펴볼 때 전자력파의 차수 K 를 가능한한 크게 하는 것이 좋기 때문에 이에 적합한 슬롯수를 선정하는 것이 필요하다.

소형 유도전동기는 고정자 지름이 적기 때문에 고정자의 다각형 변형력에 대하여 강성이 커서 변형되지 않고 회전자에 작용하여도 각 방향에 작용

하는 힘의 성분은 소멸된다. 그러나 전자력에 불평형이 있으면 그 원인이 회전자의 어느 부분에도 존재하므로 합성력이 있는 방향에서 1차모드의 진동을 일으켜 소음을 유발한다.

2.2 通風騒音

유도전동기는 절연물의 개발과 함께 소형, 경량화의 추세로 되고 있으며 사용하고 있는 절연물의 수명은 온도와 관련되어 절연 종별과 각 부분의 온도 상승 허용값이 규격으로 정해져 있다. 유도전동기의 용량을 제한하는 이유는 기계적 한도의 에 유도전동기 내부에서 발생하는 손실로 인한 온도가 상승되기 때문이다. 유도전동기의 온도 상승을 제한하기 위하여 대용량에서는 각종 냉각 방식을 채용하고 있으며 중용량에서는 경제적 견지에서 공기 냉각 방식이 많이 채용되고 있으며 대다수 소용량에서는 자기 냉각 방식을 채용하고 있

다. 따라서 공기 역학적 소음, 즉 通風으로 인한 騒音은 냉각시 필연적으로 발생되며 이를 저감시키려면 유도전동기의 크기(size)가 증대하므로 중량이 증가하고, 가격에 영향을 미치게 한다. 또한 耐熱性和 단위 두께당의 전기절연 성능을 향상하기 위해서는 전동기의 極限化한 電磁設計를 하여야 한다.

이 통풍소음(Ventilative noise)은 주로 냉각팬 날개의 압축 작용에 의한 공기의 진동음이 지배적으로 이루어져 있다. 즉, 회전부분의 각종 돌기부분으로 회전날개의 공기와 정지 리브(rib)와의 작용 및 회전자 철심과 고정자 철심의 통풍덕트(air duct)의 出入口에 공기가 조밀하게 되어 싸이렌(siren)작용으로 발생하는 소음과 회전날개와 공기의 상대운동에 의해서 발생하는 맴돌이음이 있다.

2.2.1 냉각팬음

팬 날개의 압축작용에 기인한 공기진동으로 발생하는 소음으로써 날개가 어느점을 통과할 경우 공기에 충격을 주어 발생하는 회전성분의 소음과 고조파가 넓은 대역에 미치는 맴돌이 성분의 소음으로 구성된다. 회전음은 분광(spectrum)이며, 발생하는 주파수는 다음과 같다.

$$F_c = K_f \frac{B \cdot N_c}{60} [\text{Hz}]$$

단, B : 날개의 수

N_c : 냉각팬의 회전수[rpm]

K_f : 냉각팬음의 차수[=1, 2, 3...]

이 경우 발생주파수는 보통 수백 Hz이며 소음레벨(sound level)은 팬의 흡입량이 큰 경우, 팬 출구에 리브등이 근접하는 경우에는 더욱 높은 소음을 일으킨다. 또한 팬의 크기, 회전수 날개 형상

등에 따라 소음레벨이 변화하며 특히 소음레벨의 결정적인 요인은 팬의 주변속도이다. 유도전동기의 회전수가 주어지면 소음레벨을 얼마로 하느냐에 따라 팬 외경의 크기를 결정할 수 있다. 그리고, 맴돌이 성분은 팬의 모양 및 운전상태에 따라 결정되기 때문에, 보통 높은 주파수 대역에서 넓은 연속 스펙트럼으로 분포되고 있다.

2.2.2 싸이렌음

팬 효과가 있는 회전체의 공기출구 또는 입구 근처에 장애물이 있는 경우 氣流가 조밀하게 되어 싸이렌 작용으로 발생하는 소음으로 발생하는 주파수는 다음과 같다.

$$f_c = \frac{Z_r \cdot N}{60} [\text{Hz}]$$

단, Z_r : 회전자슬릿수

N : 회전수[rpm]

특히 철심 덕트 부분에서 발생하기 쉽기 때문에 소음 저하만 생각하면 공극을 크게 하고 고정자와 회전자의 덕트를 겹치지 않게 하면 된다. 그러나, 공극을 너무 크게 하면 전동기의 특성상 좋지 않기 때문에 적절한 공극 길이를 선정하여야 한다.

2.2.3 덕트음

고정자와 회전자 덕트편의 간섭 및 회전자 날개와 코일단(coil end)의 간섭 즉 회전자의 회전에 의하여 고정자 권선과 덕트사이의 풍로 단면적이 주기적인 압력 변동에 의해서 발생하는 소음으로 다음과 같은 주파수 f_D 를 가진다.

$$f_D = K_d \frac{Z_d \cdot N_d}{60} [\text{Hz}]$$

단, Z_d : 회전자의 덕트편수

N_d : 회전수[rpm]

K_d : 덕트음의 차수[=1, 2, 3, ...]

$$f_e = 0.185 \frac{V}{D} [\text{Hz}]$$

단, V : 공기의 유속[m/s]

D : 지지 암(arm)의 직경[m]

덕트음의 음력(sound power)은 통풍량의 4승, 고정자와 회전자의 덕트사이의 풍로 단면적 변화율의 2승에 각각 비례하고 고정자 코일단과 회전자 돌기(bar extemnsion)부분 및 공극 사이에서 발생하는 음은 회전자 덕트 편 의 수에 많은 영향을 받는다.

2.2.4 맴돌이 음

팬이 원형상태의 공정자내에 설치되어 있고 반경방향의 지지용 리브가 있는 경우에 발생하는 소음으로 회전날개와 공기의 상대운동으로 흐름이 랜덤한 亂流에 기인되며, 넓은 범위의 주파수 분포를 이루고 있다. 이 경우 주파수는 팬 날개의 주파수에 의해서 변조되어 분리된 소음성분으로 맴돌이 음이라 하고 맴돌이 음의 주파수 f_e 는 다음과 같다.

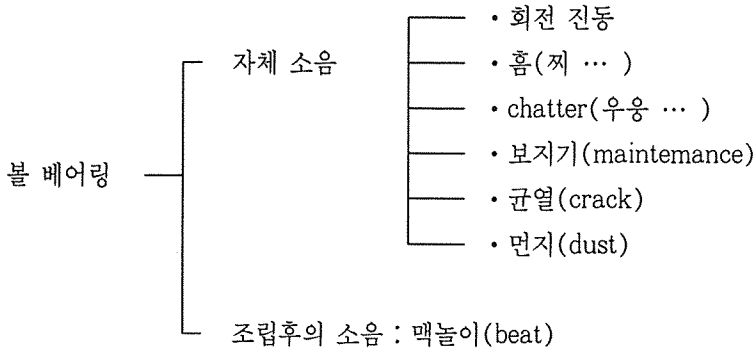
2.3 機械騒音

기계소음은 회전수에 관계되어 저주파 영역에서 발생하는 회전자의 불균형에 의한 회전진동 및 베어링 소음으로 전동기 출력, 회전수 그리고 구조에 따라 다르다. 기계소음(mechanical noise)은 주로 베어링 소음이 문제가 되며, 특히 소용량 전동기에는 볼 베어링이 많이 사용되고 있다. 볼 베어링의 소음은 베어링 자체의 소음과 조립한 후 구조부분의 진동에 관계되는 소음으로 <표 2-2>와 같이 분류할 수 있다.

그리고 보지기 및 먼지로 인하여 발생하는 소음은 밀폐된 구조로 되어 있으므로 거의 무시할 정도로 적기 때문에 생략할 수 있다.

<표 2-2>

볼 베어링 소음



2.3.1 자체 소음

2.3.1.1 회전 · 진동 소음

회전자의 불평형, 불균형 등의 원인으로 회전자에서 불균형 진동이 발생하여 소음을 유발한다.

2.3.1.2 흡 소음

볼 베어링을 사용하는 유도전동기는 볼에 무부하나 부하상태에 발생하는 소음으로써 비교적 높은 주파수의 금속성 접촉음이다. 베어링을 조립한 후 잔류 틈과의 관계로 틈을 적게 하면 흡소음은 감소하지만 너무 적게 하면 발열, 인화(印畵)의 원인이 된다.

2.3.1.3 Chatter 소음

유도전동기의 고정자, 회전자, 통풍덕트, 단자박스, 외피 등에 電磁, 회전진동과 결합되는 상대기계의 외부진동으로 진동 또는 공진이 발생되어 소음을 유발한다.

2.3.1.4 균열 소음

축수 자체의 궤도면, 전동체 내면에 균열이 있는 경우, 또는 축 전류로 인한 전식에 의하여 전도면에서 이탈되는 경우, 또는 푸리, 커프링, 휘일 등을 설치할 경우에 발생하는 소음으로 구동축이

균열부분을 통과하는 동안 충격적인 加振力으로 축수부분이 진동하여 수천 Hz의 고조파음을 발생한다.

2.3.2 조립후의 소음

2.3.2.1 맥놀이 소음

베어링에서 발생하는 이상음으로 축 방향 탄성정수의 비 선형성 회전자 질량에 관계되는 트러스트(thrust)진동이 원인인 소음으로 축 방향의 압력이 부족한 경우 발생하기 쉽고 그리스(grease)의 유막강도, 保持性能이 열화되는 경우 발생한다. 이 경우 주파수 대역은 약 100~500Hz 정도이다.

3. 결 론

본 문은 여러 장소에서 발생하는 소음중 산업체의 각종 기계, 기구의 구동원으로 사용하고 있는 유도 전동기 소음을 정량화하여 저·고소음 전동기인지 판정하고 저소음 유도전동기 설계 및 제작의 실현에 조금이나마 도움이 되어 산업체 근로자의 청각장애, 심리적 영향을 최소화하여 개인의 건강과 산업체의 생산성 향상에 기여가 있길 바라고 차후에 기회가 있으면 소음 측정방법, 저감방법 등을 제시하기로 한다.