



산업용 유도전동기의 소음 및 저감대책

신 대 철*, 최 규 하**, 김 한 성**

(*호서대 공대 전기공학과 교수, ** 건국대 공대 전기공학과 교수)

1. 서 론

과학문명의 발달로 인한 기술 혁신은 인간 생활에 편리한 점을 안겨준 반면 자연환경을 저해하는 대기 및 수질오염 등의 많은 환경 공해를 유발하고 있다. 이 중에서 소음 공해로 인한 피해는 점점 사회문제로 심각해지고 있다. 실제 소음공해는 항공기의 이·착륙, 화물자동차의 운행, 제철소의 압연기 운전, 각종 산업용 설비 등 그 종류나 유형이 매우 다양하며, 대기나 수질오염 등과 같이 일반화된 개념의 공해가 아니고 다른 유형의 공해처럼 원인발생 물질의 축적이 없어 대중의 관심이나 피해방지의 대책도 소홀한 실정이다.

많은 유형의 소음중에서도 여기서는 산업체의 각종 기계, 기구의 구동원으로 사용되고 있는 농형 유도전동기의 운전 소음에 관해서 다루고자 한다. 잘 알려진 대로 유도전동기는 타 전동기에 비해 그 구조가 간단하고 열가이며, 또한 취급 및 보수도 용이할 뿐만 아니라 기동특성이 양호하고 상용전원으로 구동할 수 있는 등의 장점이 있기 때문에 가정용 및 산업용 전기기기에 널리 이용되고 있다. 반면 최근 유도전동기의 설계시 단위 출력에 대한 크기 및 부피를 최대한 줄이려는 노력이 경주되고 있다. 그로 인해 자기적인 부하가 증가하기 때문에 두께가 얇은 프레임이 사용하게 되고 이로써 철심내의 자속밀도가 쉽게 포화되어 과도한 냉각을 필요로 하며, 이러한 현상은 전동기 소음, 진동 발생의 주된 원인이 되고 있다.

유도전동기의 소음은 電磁, 통풍 및 기계 소음으로 크게 대별된다. 電磁소음은 1930년 Brand가 고정자 및 회전자의 공간고조파에 의한 다각형 변형력에 비롯됨을 연구발표한 이후[1] 1950년 Jordan, 1954년 Alger 등에 의해 변형력에 의한 고정자의 변형량이 계산되고[2], 1970년 Hiroshi에 의해 농형 유도전동기의 슬롯수 조합과 skew가 자기소음에 미치는 영향이 연구되었고[3] 1971년 Ellison에 의해 고정자의 고유진동수 해석 및 회전자 편심에 따른 소음 발생[4]

등이 연구되었다. 그리고 통풍소음에 관한 연구로는 1944년 King의 덕트내 냉각팬에 의한 소음방지법[5], 1957년 Talaat의 팬에 의한 사이렌음 분석[6] 그리고 1977년 Yang의 회전자와 무관한 팬 설계 및 제작[7] 등에 관한 논문들이 발표되었다. 또한 기계소음은 1957년 Shouta는 볼 베어링의 회전자에 따른 소음주파수를 분석하였고[8], 1962년 Nishimura는 볼 베어링의 소음 음압레벨과 회전수가 서로 비례함을 밝혔고[9], 1965년 Tallian은 표면상태가 불량한 외륜의 반경 및 축방향의 진동으로 소음이 발생됨을 보고하였다[10].

산업용 전동기외에도 특히 공조기기 또는 주택설비기기에 많이 사용되는 일반 소형전동기에까지 대해서도 소음 및 진동에 대한 관심이 높아져서 이제는 소음레벨이 전동기의 상품가치를 결정하는데 중요한 요소로까지 고려되고 있다. 이러한 유도전동기의 소음에 관한 연구가 이미 오래전부터 외국에서는 많이 진행되어 왔고 국내에서도 근래 전동기 소음에 관하여 관심을 갖기 시작하였다. 본 기술해설에서는 유도전동기의 소음의 종류, 소음의 측정방법 및 저감대책에 대한 일반적인 사항들을 주로 다루어 그 관련 분야들을 소개하고자 한다.

2. 유도전동기의 소음

유도전동기에서 발생하는 소음에는 전기 및 자기회로의 상호작용에 의한 전자적 소음과 냉각을 위한 팬의 공기역학적 통풍소음, 그리고 원활한 회전을 위한 베어링의 기계 소음 등으로 크게 분류할 수 있고 상세한 것은 표 1에 나타낸 것과 같다.

2.1 전자소음

유도전동기의 고정자와 회전자의 슬롯때문에 공극자속내 많은 고조파들이 포함된다. 이 공극 고조파자속에 의해서 발생하는 전자력파는 고정자 또는 회전자 철심을 다각형으

표 1. 유도전동기 소음의 종류

전 자 소 음	전기적 불평형	○ 전압의 불평형
		○ 고정자권선의 불평형 ○ 회전자의 다이캐스팅
	기본파 자속	○ 단선 ○ 공극의 불평형 ○ 자기회로의 불평형
		○ 고정자 코일단의 진동 ○ 고정자의 주자속 진동음과 공진 또는 강제진동
○ 슬롯수의 조합 불량		
고조파 자속	○ 고정자 또는 고정자철심의 전자력파 진동 및 공진	
슬립 백놀이	○ 슬롯수의 조합 불량	
	○ 고조파 자속	
	○ 강성부족의 편심	
통 풍 소 음	회전 소음	○ 팬 날개의 압축작용에 의한 공진 진동
	사이렌 음	○ 회전날개에 의한 공기와 정지리브 (rib)와 간섭
	덕트 음	○ 고정자덕트와 회전자덕트편의 간섭 및 회전자 날개와 코일단의 간섭
	와류 음	○ 회전날개와 공기와의 상대 운동으로 발생하는 와류
기 계 소 음	진동기	○ 잔류불균형 ○ 베어링 불량 ○ 베어링의 예압 부족 ○ 프레임, 브라켓 및 회전자축의 강성부족 ○ 구조부품의 방진 또는 클램프링 부족
		상대기계

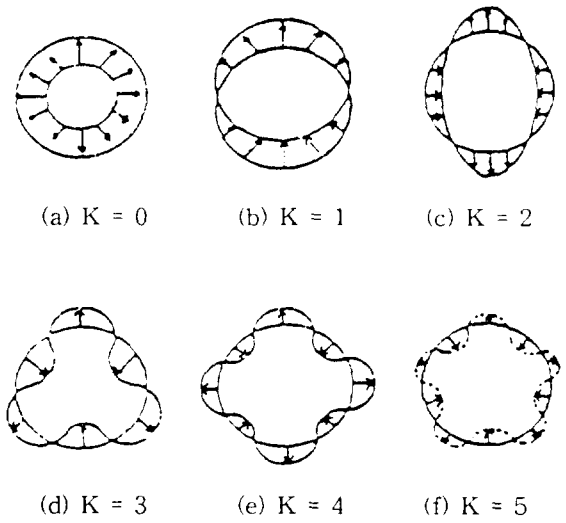


그림 1. 진동모드에 따른 전자력파의 진동유형

수가 높아 철심의 진동 및 진폭이 고정자의 기계적 강성보다 적으므로 소음의 세력은 대단히 적다. 따라서 가진력 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 1과 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(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 다각형의 전자력파가 발생되어 고정자의 변형, 변위 또는 회전자의 변위를 일으키고 진동 및 소음을 발생하게 된다. 이러한 진동유형을 살펴볼때 전자력파의 차수 K를 가능한한 크게 함이 좋으므로 이에 적합한 슬롯수를 선정하는 것이 필요하다.

소형 유도전동기는 고정자 지름이 적기 때문에 고정자의 다각형 변형력에 대하여 강성이 커서 변형되지 않고 회전자에 작용하여도 각 방향에 작용하는 힘의 성분은 소멸된다. 그러나 전자력에 불평형이 있으면 그 원인이 회전자의 어느 부분에도 존재하므로 합성력이 있는 방향에서 1차

로 진동을 발생하게 하여 소음을 일으키며, 이를 일반적으로 전자소음이라 한다. 이러한 전자소음은 전기적 불평형, 기본파 및 고조파 자속, 슬립 백놀이 등에 따라 결정되고, 전자기 소음을 발생시키는 고조파자속은 다시 권선배치에 의한 슬롯 고조파와 슬롯의 開口에 의한 슬롯퍼미언스 고조파 및 相帶 공극의 편심에 의한 고조파 등으로 나눌 수 있다.

보통 유도전동기의 전자소음에 관계하는 것은 슬롯 고조파와 슬롯퍼미언스 고조파인데, 이에 의해서 그 소음의 주파수 범위가 결정되며 고조파의 크기는 회전력의 진폭, 철심의 프레임 등의 진동응답에 따라 좌우된다. 또한 유도전동기 공극내의 고조파에는 권선배치에 의한 기자력의 고조파와 슬롯에 의해 공극 퍼미언스가 같지 않아서 발생하는 고조파가 존재한다.

공극내에서 고정자 고조파자속과 회전자 고조파자속의 상호작용을 수식적으로 전개하여 고정자 및 회전자사이의 반경방향의 전자력파(electromagnetic force wave)의 加振力 F_M 은 공극자속의 자속에 관계되는데, 이중 고정자 자속의 성분은 전원주파수의 2배인 주파수를 가지므로 소음에는 크게 문제되지 않으며 회전자자속의 성분은 또한 그 차

Mode의 진동을 일으켜 소음을 유발한다.

2.2 통풍 소음

유도전동기의 온도상승은 절연물의 수명과 직결되어 있으므로 전동기의 온도상승을 억제하기 위하여 냉각이 필요하다. 대용량에서는 수냉식 또는 유냉식과 같은 다양한 냉각 방식이 채용되고, 중용량에서는 경제적 관점에서 공냉식이 많이 채용되고 있으며, 대다수 소용량에서는 자기냉각 방식을 채용하고 있다. 따라서 이때 냉각을 위한 공기역학적 소음, 즉 통풍으로 인한 소음이 필연적으로 발생되며, 이를 저감시키려면 우선 유도전동기의 크기가 증대하므로 부피 및 중량이 커지고 결국 가격상승을 초래한다. 또한, 내열성과 단위 두께당의 전기 절연 성능을 향상하기 위해서는 전동기의 극한화한 電磁設計가 필요해 진다.

이러한 통풍소음은 주로 냉각팬 날개의 압축작용에 의한 공기의 진동음이 지배적으로 이루어져 있다. 즉, 회전부분의 각종 돌기부분으로 회전 날개의 공기와 정지 리브(rib)와의 작용 및 회전자 철심과 고정자 철심의 통풍덕트(air duct) 출입구에 공기가 조밀하게 되어 사이렌작용으로 발생하는 소음과 회전날개와 공기의 상대운동에 의해서 발생하는 맴돌이음이 있다.

2.2.1 냉각팬음

냉각팬 날개의 압축작용에 기인한 공기진동으로 발생하는 소음으로서 날개가 어느 점을 통과할 경우 공기에 충격을 주어 발생하는 회전성분의 소음과 고조파가 넓은 대역에 미치는 맴돌이 성분의 소음으로 구성된다.

이때 발생하는 냉각팬 주파수 f_c [Hz]는 다음과 같다.

$$f_c = K_f \frac{B_c \cdot N_c}{60}$$

단, B_c : 날개의 수

N_c : 냉각팬의 회전수 [rpm]

K_f : 냉각팬 음의 차수 (= 1, 2, 3, ...) 임.

보통 팬에 의한 발생소음의 주파수는 보통 수백 Hz정도이며 소음레벨(sound level)은 팬의 흡입량이 큰 경우나 팬 출구에 리브등이 근접하는 경우에는 더욱 높은 소음을 일으킨다. 또한 팬의 크기, 회전수 및 날개 형상 등에 따라 소음레벨이 변화하며 이중 특히 소음레벨의 결정적인 요인이 되는 것은 팬의 주변속도이다. 유도전동기의 회전수가 주어지면 소음레벨에 따라 팬의 외경이 결정된다. 그리고 맴돌이 성분은 팬의 모양 및 운전상태에 따라 결정되므로 보통 높은 주파수대역에서 넓은 연속스펙트럼으로 분포되고 있다.

2.2.2 사이렌음

사이렌음이란 팬 효과가 있는 회전체에서 공기의 출구 또는 입구 근처에 장애물이 있는 경우 기류가 조밀하게 되

어 사이렌 작용으로 발생하는 소음으로 그 발생 주파수 f_s [Hz]는 다음과 같다.

$$f_s = \frac{Z_r \cdot N}{60}$$

단, Z_r : 회전자 슬롯수

N : 회전수[rpm] 임.

사이렌음은 특히 철심 덕트부분에서 발생하기 쉽기 때문에 소음 저하만 생각한다면 공극을 크게 하고 고정자와 회전자의 덕트를 겹치지 않게 하면 된다. 그러나 공극이 너무 커지면 전동기의 특성상 좋지 않기 때문에 적절한 공극 길이의 선정이 필요하다.

2.2.3 덕트음

덕트음은 고정자와 회전자 덕트편의 간섭 및 회전자 날개와 코일단의 간섭, 즉 회전자의 회전에 의하여 고정자 권선과 덕트사이의 풍로 단면적이 주기적인 압력 변동에 의해서 발생하는 소음으로 다음의 주파수 f_D [Hz]를 갖는다.

$$f_D = K_d \frac{Z_d \cdot N_d}{60}$$

단, Z_d : 회전자의 덕트편수

N_d : 회전수[rpm]

K_d : 덕트음의 차수 (= 1, 2, 3, ...) 임.

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

2.2.4 맴돌이 음

맴돌이 음은 팬이 원형상태의 고정자내에 설치되어 있고 반경방향의 지지용 리브가 있는 경우에 발생하는 소음으로서 회전날개와 공기의 상대운동으로 난류의 랜덤한 흐름에 기인되며, 넓은 범위의 주파수 분포를 갖고 있다. 이러한 주파수분포는 팬 날개의 주파수에 의해서 변조되어 분리된 소음 성분으로 구성되며, 맴돌이 음의 주파수 f_e [Hz]는 다음과 같다.

$$f_e = 0.185 \frac{v}{D}$$

단, v : 공기의 유속 [m/s]

D : 지지 압(arm)의 직경 [m] 임.

2.3 기계소음

기계소음은 기계적 부하를 포함한 전동기의 회전수에 관

계되어 저주파 영역에서 발생하는 회전자의 불균형에 의한 회전진동 및 베어링 소음으로 전동기의 출력, 회전수 그리고 구조에 따라 다르다. 기계소음은 주로 베어링 소음이 문제가 되며, 특히 볼 베어링이 많이 사용되고 있는 소용량 전동기에서는 문제가 될 수 있다. 볼 베어링의 소음 요인은 베어링 자체의 소음과 조립한 후 구조부분의 진동에 관계되는 소음으로 또한 분류할 수 있다

2.3.1 자체 소음

2.3.1.1 회전 및 진동 소음

회전자를 구성하는 축, 회전자 철심, 베어링에서의 불평형과 같은 원인으로 베어링에서 불균형한 진동이 발생된다. 이러한 진동으로 베어링을 지지하고 있는 브라켓에 전달되어 발생하는 소음이다.

2.3.1.2 흡 소음

볼 베어링을 사용하는 유도전동기에서 볼에 무부하 또는 부하의 상태에 발생하는 소음으로 비교적 높은 주파수의 급속성 접촉음이다. 베어링을 조립한 후 잔류 틈과 관계되며, 틈을 줄이면 흡 소음이 감소하지만 너무 적게 하면 발열의 원인이 된다.

2.3.1.3 채터(chatter) 소음

유도전동기의 고정자, 회전자, 통풍덕트, 단자박스, 외피 등에 電磁 및 회전 진동과 결합되는 상대 기계와의 외부진동에 의하여 진동 또는 공진이 생기고 그로 인해 발생하는 소음을 말한다.

2.3.1.4 균열 소음

축수 자체의 케도면, 전동체 내면에 균열이 있는 경우, 또는 축 전류의 전식에 의하여 전도면에서 이탈되는 경우에 또는 풀리, 커플링, 휠 등을 설치할 경우에 발생하는 소음으로 구동축이 균열부분을 통과하는 동안 충격적인 가진력으로 축수부분이 진동하여 수천 Hz의 고주파음을 발생한다.

2.3.2 조립 후의 소음

전동기의 조립후 발생하는 소음은 흡사 여우가 우는 듯한 소리로 이를 맥놀이 소음이라 한다. 이 소음은 베어링에서 발생하는 이상음인데, 축방향 탄성정수의 비선형성, 회전자 질량에 관계되는 트러스트(thrust) 진동이 원인이 되어 발생되며 특히 축 방향의 압력이 부족한 경우 발생하기 쉽고 그리스(grease) 유막의 강도나 保持의 정도가 열화되는 경우 발생한다. 이 경우 주파수대역은 대체로 100 ~ 500[Hz] 정도이다.

3. 소음의 측정방법

일반적으로 소음은 발생하는 형태나 종류가 매우 광범위하여 실제 소음에 관련된 계속의 방법 또한 다양하다. 측정의

목적 또한 다를 수 있지만 유도전동기의 소음 측정은 현장에서 소음이 발생하는 원인의 실태를 조사하거나, 저소음 전동기의 개발을 목적으로 하거나, 그리고 사용하고 있는 유도전동기로부터 발생하는 소음의 전파를 차단하여 방음·차음 등의 대책을 수립하기 위한 것 등으로 구분될 수 있다.

발생되는 소음을 수량적으로 평가하기 위해서 음의 세기레벨(intensity level), 음압레벨(pressure level), 음의 크기레벨(loudness level), 소음레벨(noise level) 및 음향 파워레벨(power level) 등과 같은 표현을 사용하는데, 유도전동기의 경우 주로 소음계측기에 의한 음향 파워레벨을 측정하고 있다. 보통 음향 계측에서는 압력형 마이크로폰에 의해서 음압이 측정되기 때문에 이 음향 파워레벨은 음압레벨로부터 산출된다. 이미 설치한 유도전동기의 대수가 많은 공장의 경우 각각의 전동기 음향 파워레벨을 알기 위해서는 전동기를 설치한 실의 크기나 흡음력으로부터 실의 소음레벨을 추정할 수 있으므로 이에 필요한 소음방지대책을 수립할 수 있다.

음향 파워레벨의 측정 방법에는 기계의 크기에 비해서 충분히 큰 무향실 또는 운동장의 한가운데나 산의 정상으로 반사면이 없는 옥외에서 측정하는 자유음장법(free sound field method), 잔향실이나 무향실의 내부에서 측정하는 확산음장법(diffusion sound field method), 잔향실이나 무향실이 없거나 전동기이동이 불가능한 경우 현장에서 측정하는 반확산음장법(semi-diffusion sound field method) 그리고 자유음장법 및 확산음장법의 조건을 만족할 수 없는 경우의 근사값을 측정하는 근접음장법(neariness sound field method)으로 분류할 수 있다.

3.1 자유음장법

측정할 유도전동기의 크기에 비해서 충분히 큰 무향실 또는 지면의 가까운 곳에 반사면이 없는 옥외에서 측정한다. 넓은 운동장의 한 가운데나 산의 정상같은 장소 등이 이에 해당된다. 측정점은 유도전동기의 중심점에서 반경 r[m]의 반구면 또는 구면위에 여러 점들을 설정하여 마이크로폰에 의해 각 측정점의 실효값 음압레벨을 구한 후 이 값으로 음향 파워레벨을 구하는 방법이다.

측정시 마이크로폰의 설치장소가 자유음장 상태로 있기 때문에 측정점을 음원과 마이크로폰의 간격이 2배로 되어 음압레벨이 6[dB]정도 내려가게 된다. 즉 역2승 법칙이 성립됨을 확인해야 한다. 측정점은 될 수 있는 한 많이 설정하여 측정값의 정도를 높이는 것이 필요하다. 그리고 소음원의 주파수성분이 넓은 대역인 경우 1/1옥타브 또는 1/3옥타브의 주파수 분석법을 통하여 음압 레벨을 측정하고 있으나 ISO, ANSI, KSC, JEM 등에서 1/3 옥타브를 사용하도록 규정하고 있다.

3.2 확산음장법

확산음장법은 잔향실이나 무향실의 내부에서 측정하는

방법으로 유도전동기로부터 방사된 음의 에너지는 벽이나 기타의 조영체에 여러 차례 반사를 반복하여 실의 흡음상태 및 넓이에 따라 일정한 값으로 된다. 유도전동기로부터 근접한 장소를 제외하고 밀도는 잔향실에 전반적으로 전파되어 거의 같으므로 여러 측정점의 평균 음압 레벨을 측정하여 음향 파워 레벨을 구한다. 일본공업회(JEM 1313-1983)에서는 측정시 필요한 조건 즉 암소음의 영향 및 보정, 반사음의 영향, 청각보정회로, 그리고 측정위치 등에 대하여 따로 규정하고 있다.

3.3 반향산 음장법

이 측정방법은 잔향실이거나 무향실이 없는 경우 또는 유도전동기의 이동이 불가능한 경우의 현장 측정법이다. 우선 유도전동기로부터 적당히 이격된 점에서 평균음압레벨을 측정한다 다음 유도전동기의 운전을 정지하고 유도전동기 근처의 음향 파워레벨을 표준 소음원으로 놓고 이에 관한 평균음압레벨을 측정하면 원하는 음향 파워레벨을 구할 수 있다. 이때 대체의 목적으로 사용되는 표준 소음원은 특정의 순음 성분을 작게 할 필요가 있다.

3.4 근접음장법

자유음장법 및 확산음장법의 조건을 만족할 수가 없는 경우, 즉 무향실이거나 잔향실이 아닌 보통의 실에서 소음을 측정하는 방법을 말하며 음원에서 방사되는 소음의 측정 위치를 설정하는데 어려운 점이 있다. 음원으로부터 방사를 고려할 때 근접하여 소음을 측정하면 소음 측정기의 위치를 조금만 변화시켜도 음압레벨이 크게 변하여 오차가 발생될 우려가 있다. 이러한 현상은 유도전동기에서 발생되는 최저 주파수의 파장보다도 짧은 거리에서 측정할 때 발생하거나 유도전동기의 최장 길이의 2배 보다 짧은 거리에서 측정할 경우 발생된다. 따라서 이러한 영역에서의 측정은 가급적 피하는 것이 좋다.

3.5 음의 세기 측정기법

종래의 소음 측정 방법은 1개의 마이크로폰에 의한 음향레벨 계측방법으로 주위 환경의 영향을 많이 받았으며 음의 흐름을 잔향실이거나 무향실과 같은 특수한 음향 조건하에서 측정하는 제약이 있어 가시화가 불가능하였다. 그리고 유도전동기 소음의 크기 평가만이 가능하였고 저소음 유도전동기 설계에 필요한 소음의 정량화는 불가능하였다. 그러나 음의 세기 측정기법은 작업장과 같은 조건의 일반 실험실에서 주위 영향에 관계없이 측정할 수 있는 반향산 음장상태에서 저소음 유도전동기 설계에 필요한 소음을 정량화할 수 있으므로 전동기에 대한 음향 파워레벨을 쉽게 계산할 수 있고 각 면에 대한 음향파워를 준위별로 알 수 있는 장점이 있다.

음의 세기를 측정하기 위해 탐침자(probe)와 분석기가 필요

하며 탐침자는 고체로 된 간격사이에 정면으로 대향된 2개의 압력형 마이크로폰으로 구성되어 음압과 마이크로폰의 중심선상 음압의 구배(gradient)성분을 측정할 수 있다. 두 지점간의 평균 음압 레벨로부터 음의 세기를 구하고 분석기는 신호처리를 통하여 필요한 음의 세기를 구하는데 사용된다.

베어링의 소음은 낮은 주파수 대역에서 계산되지만 회전자의 불평형, 축의 불균형 등의 소음이 훨씬 커서 마이크로폰으로 측정할 경우 회전자의 불평형 진폭에 가려져 측정할 수 없으므로 베어링 부분에 밀접히 가속도계를 부착하여 진동 레벨을 측정 분석하기 위한 진동 측정시스템을 쓴다.

반향산 음장상태의 산업체 작업장에서 출력 0.75[kW], 3.7[kW]인 유도전동기의 경우 음의 세기 기법을 이용하여 측정된 조건 및 결과를 살펴보면 다음과 같다.

- ① 정격전압, 정격주파수의 전원으로 무부하운전한다.
- ② 유도전동기를 탄성체(방진물체)위에 설치한다.
- ③ 청각 보정회로는 A특성회로를 채택하고 수회 측정하여 산술 평균한다.
- ④ 그림 2와 같이 측정할 전동기에 가로 0.5[m] × 세로 0.34[m] × 높이 0.26[m]인 상자 모양의 격자를 제작하

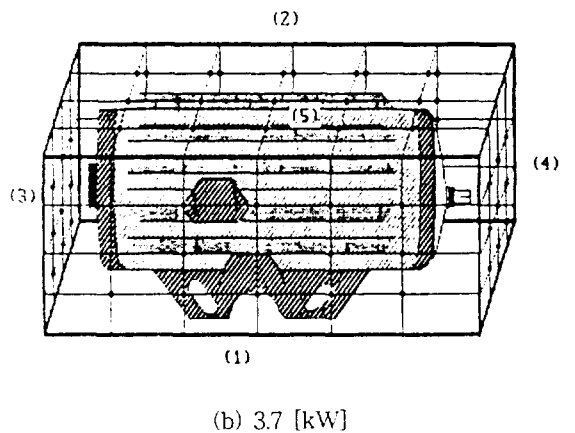
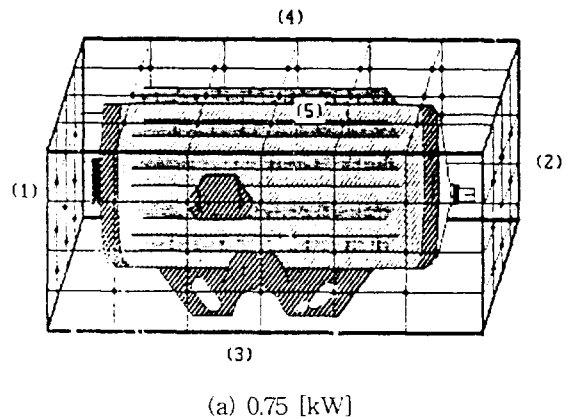


그림 2. 유도전동기의 음력레벨 측정격자

표 2. 측정 지점의 선정법

측정점수	0.75 [kW]			3.7 [kW]		
	음력 [dB]	차이 [dB]	각 면 (측정점수)	음력 [dB]	차이 [dB]	각 면 (측정점수)
25	72.4	-1.9	1(5) 2(5) 3(5) 4(5) 5(5)	77.7	-0.1	1(5) 2(5) 3(5) 4(5) 5(5)
37	71.5	0.8	1(5) 2(5) 3(9) 4(9) 5(9)	79.0	-1.4	1(9) 2(9) 3(5) 4(5) 5(9)
46	71.3	1.0	1(5) 2(5) 3(12) 4(12) 5(9)	75.9	1.7	1(12) 2(12) 3(5) 4(5) 5(15)
63	72.07	0.23	1(9) 2(9) 3(15) 4(15) 5(15)	77.49	0.11	1(15) 2(15) 3(9) 4(9) 5(15)
81	72.35	-0.05	1(12) 2(12) 3(20) 4(20) 5(20)	77.74	-0.14	1(20) 2(20) 3(12) 4(12) 5(20)
96	72.3	0	1(12) 2(12) 3(24) 4(24) 5(24)	77.6	0	1(24) 2(24) 3(12) 4(12) 5(24)

표 3. 유도전동기의 소음저감대책

소극적 방법	수 음 측 대 책	
적극적 방법	설 계 개 선	○ 강성화
		○ 공진회피
		○ 부가 장치
		○ 기타
	재 료 개 량	○ 단일 재료
		○ 복합 재료
	음 원 측	○ 자기적 대책
		○ 통풍적 대책
		○ 기계적 대책
	전 파 경 로	○ 소음기 부착
		○ 구조물 내방
		○ 완충물 이용

여 폐곡면으로 형성한 총 5면(그림(a)의 0.75[kW]에서는 반 부하측(1), 부하측(2), 단자함측(3), 반 단자 함측(4), 상측(5)이고, 그림(b)의 3.7[kW]에서는 단자 함측(1), 반 단자함측(2), 반 부하측(3), 부하측(4), 상측(5)를 각각 달함)에 대하여 63개 지점(단자함측, 반 단자 함측, 상측에 똑같이 15개 점씩, 부하측과 반 부하측에 각각 9개 점씩)을 측정한다.(여기서 상자모양 격자의 틀은 지름 5[mm]의 스테인레스 강이고 격자의 점을 세분하는 방법으로 수심회 측정하여 선정된 것이 63개 지점으로 표 2 이다.) 표 2에서 측정점이 많은 96개 점과 63점의 음력차는 0.75[kW]의 경우 0.23[dB], 3.7[kW]의 경우 0.11[dB]이었다. 측정상 ±0.5[dB]는 랜덤 오차이므로 ±0.5[dB]이하이면서 가장 측정점의 수가 작은 63개 점을 택했다.

⑤ 각 지점에서 측정된 음의 세기를 합해 면적을 곱해서 음력 레벨을 산출한다.

이상의 측정 조건하에서 측정 대상의 유도전동기를 무부하 상태에서 정격전압, 정격주파수로 운전하였을 때 0.75[kW], 3.7[kW]의 유도전동기 전체 소음을 측정한다. 음의 세기 측정기법으로 소음을 측정하면 어떠한 음장 상태에서나 음압, 음향 파워레벨을 측정할 수 있으므로 음원의 위치를 찾아내는데 매우 유효하고 저소음 유도전동기의 설계 및 제작

에 이러한 측정방법을 이용하면 유용할 것으로 생각된다.

4. 유도전동기 소음의 저감대책

유도전동기의 저소음화는 산업발전에 따른 중대용량 전동기 뿐만 아니라 공조기기, 에어컨 및 주택 설비기기, 기타 가전제품 등의 일반용 소형전동기에 이르기까지 요구되고 있다. 유도전동기의 소음저감대책은 표 3와 같이 음원측의 소음레벨을 낮추는 적극적 방법과 수음측의 소음레벨을 낮추는 소극적 방법으로 크게 나눌 수 있다.

4.1 적극적인 방법

유도전동기를 제작하기 전에 소음저감을 충분히 연구한 후 설계를 해야 하고 사용하는 재료가 흡음 또는 방사 재료인지를 파악한 뒤 선택해 한다. 유도전동기 자체에서 발생하는 소음의 원인을 파악하고 전파 경로에 방음기를 부착하는 것이 경제적으로 유리한지 아니면 소극적 방법, 즉 수음측의 저감 대책이 유리한지 고려하여 선택하여야 한다.

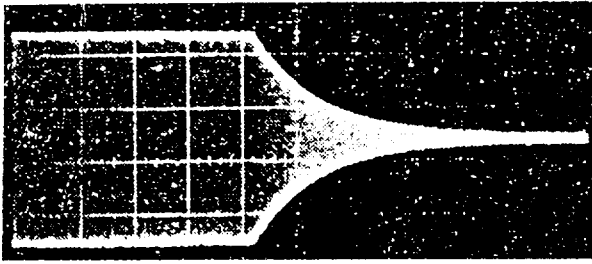
4.1.1 설계 개선

설계시 가장 주의를 요하는 것은 규정값이 청감보정을 한 데시벨로 물리량이 아닌 경우는 모두 물리량으로 환산해야 한다. 수음점에서는 각종 음원에 의한 소음이 합성된 음이기 때문에 암소음 측정에 의한 보정을 거쳐 대상음의 소음레벨을 환산해야 한다. 종래에는 소음레벨만을 설계 자료로 사용한 결과 유도전동기의 소음이 크게 저감되는데 도움이 되지 못했다. 그러나 요즘 주파수 분석 결과에 따라 설계하고 흡음재나 차음재 등의 방음재를 적절히 선정하거나 강성화에 따른 진동방지, 국부공진 회피 및 부가장치 설치 등에 의한 설계 개선이나 이외에 유도전동기의 고정자, 회전자 및 통풍덕트의 구조의 변경설계를 하는 경우도 있다.

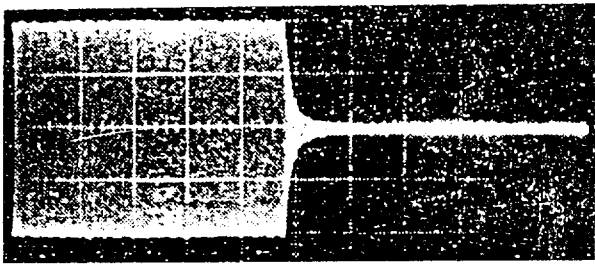
이러한 방법들은 각 구성 부품, 즉 재료 자체의 진동특성을 거의 무시한 설계방법으로 설계시에는 최적 한도내에서 경제적인 점을 충분히 고려하여 설계해야 한다.

4.1.2 재료 개량

단일 재료로 유도전동기를 제작하여 진동의 자기 감소 효과를 도모하는 방법에는 강자성 합금과 雙晶형 합금을 사용하고 큰 제동효과가 있는 복합재료를 사용한다. 최근에는 강자성 합금을 특수 열처리하여 종전보다 진동 감소 효과를 100배정도로 개량한 싸이렌 탈로이(siren talloy) 합금이 개발되어 사용되고 있다. 뿐만 아니라 싸이렌 탈로이는 약380[°C]의 온도까지 열화되지 않고 내식성이나 용접성이 페라이트계 스테인레스 강과 같으며 기계적 강도 또한 우수하여 저소음기기에 적합한다. 그림 3은 스테인레스 강에 대해 싸이렌 탈로이의 진동 감소 특성을 비교하고 있다.



(a) 스테인레스 강



(b) 싸이렌 탈로이

그림 3. 싸이렌 탈로이의 진동감쇠 효과 (3sec/Div)

표 4. 전자적 소음의 원인과 대책

소음	원인	대책
기본과 자속의 진동음	공극의 불평형	<ul style="list-style-type: none"> ○ 偏心을 제거함. ○ 고정자 내경, 회전자 외경을 정원으로함
	자기회로의 불평형	<ul style="list-style-type: none"> ○ 공극(air gap)을 크게 함. ○ 자속 밀도 [B]을 낮게 함. ○ 고정자 권선의 결선 방법 개선 ○ 고정자 권선에 균압선(equalizer) 설치 ○ 2차 저항을 평형 상태 유지 ○ 전원 전압을 정격 상태 유지
	고정자의 2배 주파수 (2f)의 공진 또는 가진	<ul style="list-style-type: none"> ○ 고정자 고유진동수의 공진상태로 유도 ○ 사용되는 부속품의 강성 강화
	고정자코일단 진동	<ul style="list-style-type: none"> ○ 코일단을 움직이지 않도록 지지 강화. ○ 고정자 쐐기(wedge)의 헐거움 제거.
고조파 자속의 진동음	슬롯수 조합 불량	<ul style="list-style-type: none"> ○ 고조파 전자력에 의한 극대수와 이 경우 분담하는 슬롯수와 조합이 같을 것. ○ 고정자 또는 회전자의 시구 계수의 값이 1.0~1.5 범위에 있도록 함. ○ 磁性 쐐기(wedge)의 채용 ○ 슬롯 모양이나 배열 변경
	고정자나 고정자 철심이 전자력파의 극수에 의한 진동수와 공진	<ul style="list-style-type: none"> ○ 고정자 또는 고정자 철심의 공진 유도. ○ 고정자 철심으로부터 고정자에 전달되는 진동을 방지하는 방법 모색
백동음	슬롯수 조합 불량 권선 분포에 의한 고조파 자속 2차 저항의 불평형 회전자 편심	<ul style="list-style-type: none"> ○ 슬롯수의 차이만큼 극수로부터 옮김. ○ 고조파 자속이 적은 권선 분포로 함. ○ 2차 저항의 불평형을 제거함. ○ 회전자의 편심 또는 변형을 제거함.

표 5. 통풍적 소음 대책

소음	대책
냉각팬음	<ul style="list-style-type: none"> ○ 압력 충격이 적은 팬의 모양 채용 ○ 팬의 직경 축소 ○ 날개의 각도, 날개수, 날개간격(pitch)등을 압력 충격이 적게 설치함.
싸이렌음	<ul style="list-style-type: none"> ○ 회전 날개수의 積에 의한 사이클이 고조파가 되는 것을 억제함. ○ 날개의 간격을 불규칙하게 배열함. ○ 회전 날개와 리브(rib)의 틈을 크게 함. ○ 리브의 단면 및 취부각도를 변화시킴.
덕트음	<ul style="list-style-type: none"> ○ 덕트(duct)수 감소 ○ 고정자와 회전자 덕트의 상대위치를 겹치지 않게 하고 틈을 크게 함. ○ 고정자와 회전자 덕트의 통풍저항차를 최소화 함. ○ 고정자와 회전자의 덕트편수의 조합이 싸이렌음으로 되는 것을 억제함. ○ 덕트편의 모양을 변화시킴.
와류음	<ul style="list-style-type: none"> ○ 팬의 날개를 前後方向으로 변화될수 있는 구조로 함.
난류의 충격음	<ul style="list-style-type: none"> ○ 팬 날개모양을 충류가 되도록 제작함.

4.1.3 음원측 대책

유도전동기의 음원측 대책에는 자기적 소음, 통풍적 소음, 기계적 소음을 저감하는 방법으로 분류할 수 있다. 우선 전자적 소음은 주로 고정자 및 회전자의 슬롯수와 관련된 공극의 고조파자속의 상호 간섭에 의한 전자력에 기인되는 것으로 표 4와 같이 저감대책을 정리할 수 있다.

통풍적 소음은 주로 고정자권선에서 발생하는 열을 냉각 위해 설치한 냉각팬이나 통풍덕트에서 발생하는 소음으로 그 저감대책은 표 5와 같다. 그리고 회전자를 지지하고 회전을 원활히 하기 위하여 설치한 축수에서 발생하는 기계적 소음을 저감시키기 위해서는 표 6의 대책을 생각할 수 있고 기계적 소음의 영향도는 축수의 형식이나 사용조건에 따라 다르게 나타난다.

4.1.4 전파경로상의 대책

음원측의 대책으로 구성 소음레벨 이하로 저감되지 않는 경우와 저감비용이 큰 경우에는 음원측과 소음측 사이 즉, 전파경로에 소음기를 부착하여 수음측의 소음을 저감하는데 이용하고 있으나 소형유도전동기는 경제적인면에서 타당성이 없어 소음기를 부착하지 않고 있다. 그러나 대형 유도전동기에서는 소음기를 부착하여 소음을 저감하는 예가 많다. 이외에 전동기의 진동에 의한 소음의 발생은 음의 방사를 공중이나 바닥면에 전달을 억제하기 위한 방법으로 진동부분의 구조물을 개량하거나 완충물을 이용하고 있다.

표 6. 기계적 소음의 대책

소 음	대 책
회 전 진동음	<ul style="list-style-type: none"> ○ 예압을 공급함. ○ 적절한 윤활유를 공급함. ○ 적당하게 래디얼(radial) 틈을 선정함. ○ 베어링 함(box)의 강성을 크게 함.
롤러(roller) 음	<ul style="list-style-type: none"> ○ 래디얼의 틈을 적게 함. ○ 유성(油性)이 양호한 윤활제를 선정함.
케이지(cage) 음	<ul style="list-style-type: none"> ○ 볼베어링(ball bearing)의 래디얼 틈을 적게 하고 예압을 가함. ○ 베어링의 취부오차를 적게 함. ○ 윤활성능이 좋은 그리스(grease)를 사용 ○ 게이지(gauge)제작 정도의 향상
크리크 음	<ul style="list-style-type: none"> ○ 래디얼의 잔류틈을 적게 함. ○ 윤활 성능이 좋은 그리스 사용 ○ 방지하는 베어링 사용
차터음	<ul style="list-style-type: none"> ○ 베어링의 조립시 마무리면의 굴곡 제거 ○ 조립시 틈이 클 때에는 축 또는 베어링함의 굴곡을 제거함.
크랙음	<ul style="list-style-type: none"> ○ 베어링을 교환함. ○ 베어링에 충격을 주지 않음. ○ 내마모, 내전식성이 윤활유를 사용함. ○ 축 전류 방지 장치를 설치함.
먼지음	<ul style="list-style-type: none"> ○ 윤활제 속의 이물질 제거 ○ 베어링 세척방식 및 밀봉방법의 개선

4.2 수음측 대책

음원측이나 전파 경로상의 대책까지 가능한 범위내에서 시도하였으나 아직 소음방지의 목표에 도달되지 않는 경우나 수음점, 즉 피해를 받고 있는 장소에 구체적인 소음 대책으로 수음을 차단하는 차음공사, 음원으로부터 이격하거나 작업장의 작업자에게 귀마개 착용 등의 여러가지 방법을 강구할 수 있다. 이들 방법중 주로 벽을 설치하여 소음을 차단하는 차음 공사가 큰 효과를 거둘 수 있지만 보다 차음 효과를 높이기 위해서는 차음 구조를 불연속성의 중량물로 설치하여야 하고 두께, 재료, 모양 등이 같은 것을 사용하여야 한다. 그림4에 주어진 음원측, 전파경로상 및 수음측의 관계를 식으로 나타 내면

$$SPL = 10 \log_{10} W_1 - 10 \log_{10} \frac{W_1}{W_2} + \log_{10} \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right) + 120 \text{ [dB]}$$

로 된다.

- 단, SPL : 수음점의 음압레벨 [dB]
 W₁ : 음원의 음향 출력 [W]
 W₂ : 음원 출구면의 음향 출력 [W]
 r : 음원 출구에서 수음점까지의 거리 [m]
 Q : 지향성 계수
 Q=1 : 자유 공간

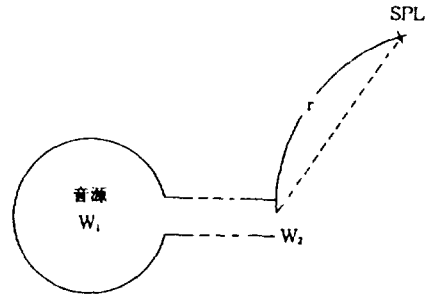


그림 4. 소음의 전파경로

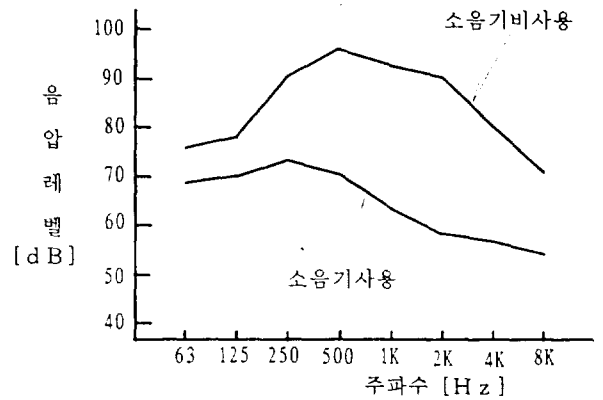


그림 5. 소음기의 소음 효과

- Q=2 : 넓은 지평면상이나 벽에 접근한 위치
 Q=4 : 지평면상에서 넓은벽에 근접하는 장소
 R : 주위 환경에 따른 실(Room)의 정수 임.

(여기서, $R = aS / (1-a)$ [m]
 a : 실 내벽의 평균 흡입력
 S : 실 내벽의 총면적 임.)

수음측의 소음저감 대책으로는 음원측의 대책, 소음기 설치, 거리 대책, 지향성 대책, 환경 대책 등을 계획할 수 있으며, 유도전동기 소음대책으로는 음원 대책이나 소음기 설치의 2가지가 있지만 음원의 소음을 될 수 있으면 낮게하여 음원 대책을 세우는 것은 대단히 비용이 높아 대다수 소음기를 이용하고 있기 때문에 소음기에 관하여만 언급한다.

4.2.1 소음기

유도전동기의 소음은 전자, 통풍, 기계 소음이 발생하고 있는데 소음기를 설치하여 실효를 거둘수 있는 소음은 주로 통풍소음이다. 냉각팬이나 통풍덕트에서 발생하는 소음은 그대로 실내에 방사되므로 정해진 실내의 음압레벨이 그 실의 허용소음레벨을 초과할 경우에 소음기가 필요하게

된다. 소음기에는 수동형과 능동형으로 분류하고 수동형은 다른 동력원없이 소음을 제거하는 방법인데 반해 능동형은 동력을 이용하여 발생 음파와 역상의 음파를 방사하여 소음을 상쇄시키는 방법이다.

그림 5는 소음기에 의한 소음효과를 나타내고 있으며 극수는 2극, 회전수는 3,600[rpm] 그리고 출력 75[kW]의 유도전동기에 적용된 결과이다.

소음기에 의한 소음제거 방법에는 주로 수동형을 사용하며 능동형은 현재 연구단계에 있다. 수동형 소음기는 다음과 같은 점을 고려하여 설계하여야 한다.

- 가. 유체 저항이 적을 것
- 나. 설치 면적이 적을 것
- 다. 저주파 영역의 감응 능력이 클 것
- 라. 소음기 내부의 기류에 의한 와류음 등의 발생이 적을 것
- 마. 간단한 소음기구를 사용할 것
- 바. 흡음재 등의 재료의 내구성이 좋을 것

5. 결 론

유도전동기의 소음을 우선 유형별로 분석한 후 각 소음의 특성을 개략적으로 살펴보고 그 측정방법과 저소음 전동기의 실현을 위해 고려될 수 있는 기존의 기술적 저감대책을 소개하였다.

유도전동기의 소음은 통풍소음, 전자소음, 기계소음 등이 동시에 존재하기 때문에 전동기의 크기, 구조 및 기종 그리고 특성의 영향을 받고 있다. 저소음 전동기는 만약에 경제성을 도외시 한다면 기술상 제작한계는 없고 무소음 전동기도 제작가능할 것이다. 그러나 다수의 음이 동시에 존재할 경우 총합적인 음의 크기는 최대 레벨의 음원에 의해서 거의 결정되기 때문에 주위의 소음이나 상대 기계와의 협조없이 전동기의 소음만을 낮게 하여도 전체의 소음 레벨은 감소되지 않는 경우도 있다. 따라서 저소음 전동기를 사용할 경우 저소음화의 필요 한계를 총합적인 면에서 신중히 검토하고 설치환경, 부하 기계의 소음, 전동기 자체의 소음 등을 전체와 밸런스를 고려하여 전동기 소음값을 결정하지 않으면 의미가 없으므로 무한한 설비 투자가 소요될 것으로 생각된다.

끝으로 이상 언급한 이론, 측정 방법 및 저감대책 등의 내용이 저소음 유도전동기의 실현에 조금이나마 도움이 되었으면 한다.

참 고 문 헌

- [1] L.E. Hilde Brand, "Quiet Induction motors", AIEE Trans. 49, pp. 848-852, 1930.
- [2] H. Jordan, "Angenaherte berchnung des magnetischen gerausches Von Kafiglauer motoren", ETZ 71, 1950.

- [3] 關野博, "かこ"形 誘導電動機の 滿數 組合せと スキコカ" 磁氣騒音に 及ぼ"す 景響", 三菱電氣技報, No. 4 pp.272-277, 1970.
- [4] A. J. Ellison, " National Frequencies of Stator of Small Electric Machines", PIEE 118, pp.185-190, 1971.
- [5] A.J. King "The reduction of the noise from air conditioning systems" Eng, Vol. 157, pp. 501-504, 1944.
- [6] M. E. Talaat, "Calculation of Windage noise power level in large induction motors", Trans Amer. Inst. Elect. Eng, Vol.76, pp.46-55,1957.
- [7] S.J. Young "Noise from Claw-rotor Alternators", Proc. 2nd Br. Conf Teaching of Vibration and Noise, Sheffied, pp.37-43, 1977.
- [8] 會田高, "玉軸受と回轉數の關係", 日本機械學會誌 Vol. 59, pp.454-461, 1957.
- [9] 西村英之, "玉軸受の 騒音に ついて" 日本精密機械誌 Vol. 28, No. 4, pp. 251-257, 1962.
- [10] T. E. Tallian, "Progress in rolling bearing Vibration Research and Control", Trans.Am. Soc. Lubricat. Engrs. 8, pp. 195-207, 1965.

저 자 소 개



신대철(申大澈)

1952년 3월 2일생. 1974년 건국대 공대 전기공학과 졸업. 1976년 동 대학원 전기공학과 졸업(석사). 1991년 동 대학원 전기공학과 졸업(공학). 1976년 전주공업전문대학 전임강사. 1989년 일본 나가사키대학 전기정보학과 객원교수. 1979년-현재 호서대 공대 전기공

학과 교수.



최규하(崔圭夏)

1955년 7월 24일생. 1978년 서울대 공대 전기공학과 졸업. 1980년 동 대학원 전기공학과 졸업(석사). 1986년 동 대학원 전기공학과 졸업(공학). 1987년-88년 미국 오레곤주립대 객원교수. 현재 건국대 공대 전기공학과 교수. 당 학회 편집위원, 학술위원.



김한성(金漢星)

1931년 3월 20일생. 1955년 서울대 공대 전기공학과 졸업. 1979년 숭실대 대학원 전자공학과 졸업(공학). 현재 건국대 공대 전기공학과 교수.