

〈論 文〉

승용차용 교류발전기의 소음 특성 규명

정진태* · 서상준* · 은희준*

(1988년 10월 29일 접수)

Identification of Noise Characteristics of an Automobile Alternator

Jintai Chung, Sang Joon Suh and Hee Joon Eun

Key Words : Alternator(교류발전기), Magnetic Noise(자기 소음), Mechanical Noise(기계 소음), Ventilation Noise(통풍 소음), Noise Sources(소음원)

Abstract

Alternator noises are composed of magnetic noise, mechanical noise, and ventilation noise. These noises depend on the design of magnetic parts and fans, the machining accuracy of each element, and assembled conditions. In running alternator there are various exciting forces which can generate noises and vibrations. In order to identify the noise sources of the alternator, the characteristics of noises and vibrations are analyzed as rotating speed is increased. And the experiment for structural vibration is carried out. From results of experimental study, the noise sources are identified and their contributions to the overall noise level are investigated. Their results can lead the instruction to the noise reduction on the alternator.

1. 서 론

소음원에 대한 방지 대책은 소음원으로부터 발생된 소음이 주위로 전달되는 것을 방지하는 소극적 방법(passive method)과 소음원 자체에 진단을 내려 소음 발생을 억제하는 적극적 방법(active method)으로 구분된다. 전자는 영구적인 대책이 아니지만 시간과 비용을 절감할 수 있다. 그러나 후자는 확실한 소음 방지 대책이지만 모든 대상에 따라 그에 적절한 대책이 강구되어야 하며 이를 위해서 많은 노력과 비용이 든다.

위 두 방법 중 소극적 방법이 비용과 시간을 절약할 수 있지만 경우에 따라서는 이 방법의 적용이 불가능할 때도 있다. 예를 들어 복잡한 기계 구조물 중 특정 부품이 소음을 발생할 때, 이를 차단하

기 위한 방음벽이나 차폐실을 설치할 수 없는 경우가 종종 있다. 이 경우에는 소음원 자체에 대한 소음 감소 대책이 강구되어야 한다.

소음 감소 대책을 강구하기 위해서는 우선 소음 발생원에 대한 각 부품별 소음 기여도를 측정하여야 한다. 각 부품 별 소음 기여도를 측정하기 위한 방법으로는 회전 속도에 따른 주파수 분석을 통해 회전 부품의 소음 발생 기구와 비교하는 방법^(1,2), 음향 세기를 측정하여 추적하는 방법^(3,4), 근접장 음향 홀로그래피를 이용하는 방법⁽⁵⁾ 등이 있다. 이들 방법은 소음원의 크기와 소음 발생 특성에 따라 선별적으로 사용된다.

본 연구에서는 적극적 소음 방지 대책으로 승용차용 교류발전기의 소음을 저감시키기 위한 첫 단계로 각 부품 별 주요 소음 발생 기여도를 회전 속도에 따른 주파수 분석을 통해 측정하였다. 교류발전기의 소음은 크게 자기 소음, 기계 소음, 통풍 소음으로 구분할 수 있다. 이들 소음은 전자기 부

* 정희원, 한국표준연구소 음향연구실

품의 설계와 교류발전기의 구조 설계, 각 부품의 가공 정밀도, 그리고 전체 구조물의 결합 상태와 밀접한 관련을 갖고 있다.

작동 중인 교류발전기에는 다양한 가진원과 소음 전달 경로가 있기 때문에 소음 스펙트럼과 진동 스펙트럼은 매우 복잡하다. 본 연구에서는 소음원을 보다 객관적으로 규명하기 위하여 회전 속도를 1000 rpm에서 7500 rpm까지 500 rpm 간격으로 증가시켜 가며 소음 신호와 진동 신호를 분석하였다. 이 결과로부터 회전 속도에 비례하는 주파수 성분을 분리하여 주요 소음의 발생원을 추적하였다.

2. 교류발전기의 소음발생 기구

교류발전기의 소음은 기계 소음, 통풍 소음, 그리고 자기 소음으로 대별될 수 있다. 회전 기계에서 회전하는 기계 부품의 낮은 가공 정밀도와 기계 부품의 결합 상태 미비로 인해 불균형이 야기된다. 이러한 회전 기계에서 질량 불균형은 회전체의 각 속도에 해당하는 주파수를 갖는 가진력으로 가진하는 결과를 가져와 회전체의 기본 회전수에 해당하는 주파수의 소음을 발생시킨다. 회전체의 축이 회전 기계의 중심축에 대하여 임의의 각도를 이루며 회전할 때는 질량 불균일에 의하여 기본 회전 주파수의 2배에 해당하는 고조파를 갖는 소음이 발생한다⁽⁶⁾.

베어링에서의 주된 소음은 마찰음인데, 이러한 마찰 소음은 불균일한 볼의 회전, 내륜의 결함, 그리고 외륜의 결함 등에 의해서 발생된다. 불균일한 볼의 회전, 내륜의 결함, 그리고 외륜의 결함에 의해 발생하는 소음의 주파수를 f_1 , f_2 , f_3 라 하면 각각의 주파수는 다음 식으로 주어진다⁽¹⁾.

$$\begin{aligned} f_1 &= \frac{4r_1r_2}{(r_2-r_1)(r_2+r_1)} \frac{N}{60} \\ f_2 &= K_b \left(1 - \frac{r_1}{r_2+r_1}\right) \frac{N}{60} \\ f_3 &= K_b \left(\frac{r_1}{r_2+r_1}\right) \frac{N}{60} \end{aligned} \quad (1)$$

여기서 r_1 은 내륜의 반경, r_2 는 외륜의 반경, N 은 회전축의 속도, 그리고 K_b 는 볼 수를 나타낸다. 변형된 볼 수가 하나 이상이거나 내륜과 외륜에서의 결함이 다수일 때는 베어링 소음은 식(1)에서 계산된 주파수에 결함의 수를 곱한 주파수를 갖는다.

팬(fan) 소음은 일반적으로 밴드폭이 좁은 소음과 광대역 소음으로 구분된다. 밴드폭이 좁은 소음과 광대역 소음의 발생 원리는 힘의 변동과 관계가 있다는 점에서 같다. 그러나 광대역 소음은 시간에 따라 균일하지 않은 힘의 변동, 즉 난류와 관계가 있는 반면, 밴드폭이 좁은 소음은 축의 회전수와 관계가 있다는 점에서 다르다.

밴드폭이 좁은 소음은 팬의 날개가 공간상의 고정된 어느 한 점을 지날때마다 일어나는 공기의 압력 변화로부터 기인하기 때문에 회전 소음이라 부른다. 팬이 회전할 때 팬 날개 사이의 압력 차이 때문에 날개에 힘이 작용한다. 이 힘은 팬이 회전함에 따라 주기적으로 변한다. 즉, 팬이 주변 공기에 주기적인 힘을 가하기 때문에 팬 축의 회전 속도에 팬의 날개 수를 곱한 주파수에 해당하는 소음을 발생한다. 이 때 주파수는 다음 식으로 주어진다.

$$f = K_f \frac{N}{60} \quad (2)$$

여기서, N 은 축의 속도(rpm), K_f 는 팬의 날개 수를 나타낸다. 이러한 주파수를 갖는 소음은 공기의 흐름을 방해하는 장애물이 있을 때 더욱 커지게 된다. 그 이유는 장애물이 공기 유동에 대하여 외란으로 작용하기 때문이다. 외란은 팬의 날개에 주기적인 힘의 변동을 주기 때문에 팬의 속도에 정수배가 되는 주파수를 중심으로 음향 에너지가 발생하게 된다.

반복적이고 주기적인 소음은 이산음으로 나타나게 되며, 이는 서로 인접한 날개 사이에 위상 관계가 존재함을 의미한다. 서로 같은 위상은 발생하는 소음에 커다란 영향을 미치기 때문에, 주기적인 위상 관계를 피해 일반적으로 팬의 날개의 크기와 배열을 서로 다르게 설계한다.

광대역 소음은 날개에 비주기적인 힘의 변화와 관계가 있으며, 이러한 힘의 변화는 날개 표면과 난류와의 상호 작용으로 발생한다. 난류는 경계층에서 발생하여 공기 유동으로 전파되며, 이러한 난류는 날개의 측면에서 와류 형태로 발전한다. 와류에 의해 야기되는 소음은 날개 꼬리의 두께가 두꺼워짐에 따라 증가한다⁽¹⁾.

교류발전기의 회전자와 고정자 사이의 공기 유동은 일련의 고조파 성분의 주파수를 갖는 소음을 발생시킨다. 즉, 회전자가 회전할 때 회전자의 세그먼트와 고정자의 슬롯 사이의 간격 변화는 공기 파

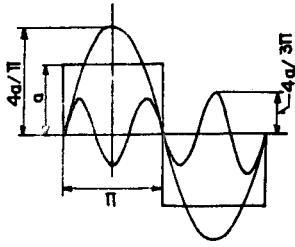


Fig. 1 Model of force generated between rotor and stator

동을 형성한다. 회전자와 고정자의 영향에 의한 공기 파동의 고조파 수 (harmonic number)를 각각 u, v 라고 하면 이들 두 고조파에 의해서 발생하는 파동의 고조파 수 m 은 다음과 같다.

$$m = u \pm v \quad (3)$$

그러나 모든 고조파 수에서 피크를 이루는 소음을 발생하는 것이 아니고, 회전자 세그먼트와 고정자 슬롯 사이의 공기소음 발생 메카니즘에 적합한 고조파 수에 해당하는 소음만이 발생된다⁷⁾.

교류발전기의 공극 내의 기본파의 자속에 의하여 고정자 슬롯과 회전자 세그먼트 사이에 서로 당기는 힘이 작용한다. 이 당기는 힘은 교번 자계에 의하여 발생되기 때문에 결국 고정자는 다각형으로 변형하는 강제 진동을 발생시킨다. 이 진동으로 인해서 고정자의 공진 영역에 이르면 큰 진동과 소음이 발생하게 된다. 이때의 소음을 자기 소음이라 한다. Fig. 1은 회전자가 고정자 안에서 회전할 때 생기는 힘을 사각형파로 이상화시킨 그림이다. 그리고 Fig. 1에 보여지는 정현파는 사각형파를 푸리에 급수로 전개할 때 나타나는 수많은 정현파 중 저차의 정현파들이다. 이들 정현파들 중에서 사각형파와 같은 주기를 가진 정현파를 기본파라 하며 그 보다 주기가 짧은 것을 고조파라 한다. 사각형파의 푸리에 급수식은 다음과 같다.

$$F_x = \frac{4}{\pi} a \left(\cos \frac{\pi}{2} x - \frac{1}{3} \cos \frac{3\pi}{2} x + \frac{1}{5} \cos \frac{5\pi}{2} x - \dots \right) \quad (4)$$

실제로 공극 내의 자속 분포를 교란시키고 고조파의 자계를 발생시키는 요인들은 다음과 같다⁶⁾.

(1) 권선이 슬롯 내에 집중되기 때문에 공극 자속 분포는 계단 형성이 되고 이러한 분포에 의하여 고조파가 발생하며, 고조파 수를 H , 고정자의 슬롯 수를 S , 극수를 P , 그리고 임의의 정수를 n 이라

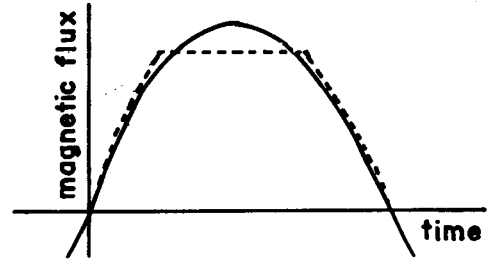


Fig. 2 Distribution of magnetic flux by overfull flux

고 하면 고조파 수를 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$H = nS + P \quad (5)$$

(2) 권선 피치가 균일하지 않고 서로 다르면 계단 형상의 공극 자속 분포의 형상이 달라지게 되고, 이로 인해서 고조파가 발생한다. 이때 고조파 수는 다음과 같다.

$$H = P(6n + 1) \quad (6)$$

(3) 철심의 자속 포화의 영향으로 Fig. 2에서 보듯이 공극 내 정현파 자속 분포의 윗 부분이 잘려서 사각형파에 가까워지기 때문에 고조파가 발생하며 이때 고조파 수는 다음과 같다.

$$H = 3P \quad (7)$$

(4) 회전자의 편심 또는 고정자의 편심이 공극 내의 자속 밀도의 분포형을 유발시켜 고조파가 발생하게 되며 이때의 고조파 수는 다음과 같다.

$$H = P \pm 1 \quad (8)$$

3. 실험 장치 및 측정

3.1 소음과 진동 측정 실험 장치

교류발전기를 구동하기 위해 10 마력의 AC 전동기를 사용하였는데 회전수를 변화시킬 목적으로 중간 풀리를 이용하였다. AC 전동기의 동력은 V 벨

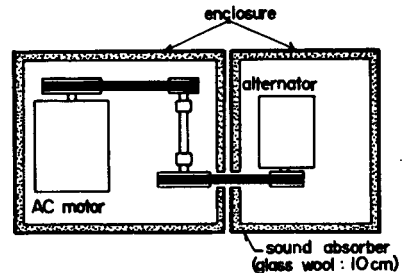


Fig. 3 Driving system of alternator

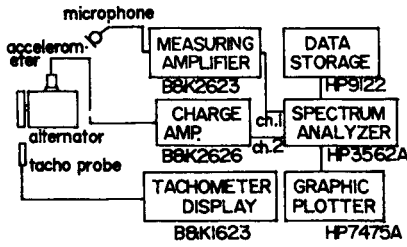


Fig. 4 Noise and vibration measurement system for alternator

트에 의해 교류발전기에 전달된다. 교류발전기의 구동 장치는 Fig. 3에 도시하였다. AC 전동기의 진동이 교류발전기에 전달되는 것을 막기 위하여 AC 전동기의 지지대와 교류발전기의 지지대를 분리시켰고, AC 전동기의 소음이 교류발전기의 소음 분석에 영향을 끼치지 않도록 흡음재로 내면이 처리된 밀폐된 상자 안에 AC 전동기를 설치하고, 주변 소음을 배제하기 위하여 교류발전기도 흡음재로 내면이 처리된 밀폐된 공간 안에 설치하였다.

Fig. 4는 소음과 진동 측정 장치를 보여 준다. 교류발전기의 회전수는 회전 속도계에 의하여 감지되며, 공간 좌표 상에서 교류발전기의 축과 그 축에 수직인 2축에 각각 45°를 이루는 방향으로 50 cm 떨어진 곳에 설치된 B & K 4165 마이크로폰에 의하여 교류발전기의 소음 신호가 측정된다. 이 신호는 B & K 2636 측정용 증폭기에 의하여 증폭되어 HP 3562A 2채널 스펙트럼 분석기의 채널 1로 전달되어 분석된다. 그리고 교류발전기의 진동 신호는 B & K 4369 가속도계에 의해 감지되어 B & K 2626 전하 증폭기에 의해 증폭되어 채널 2로 전달되어 분석된다⁽⁸⁾.

3.2 소음 신호와 진동 신호의 측정

소음 신호 분석과 진동 신호 분석을 위하여 교류발전기가 발전하고 있는 상태와 발전하지 않는 상태 각각의 경우에 대해 교류발전기의 회전수를 500 rpm 간격으로 1000 rpm에서 7500 rpm까지 변화시켜가며 각 신호를 측정 하였다. Fig. 5와 Fig. 6은 발전하지 않는 상태에서 교류발전기를 6000 rpm으로 회전시켰을 때 소음 신호와 진동 신호에 대한 스펙트럼을 보여주며, Fig. 7과 Fig. 8은 발전 상태에서 6000 rpm으로 회전할 때 소음 신호와 진동 신호에 대한 스펙트럼을 나타낸다. Fig. 5, Fig. 7

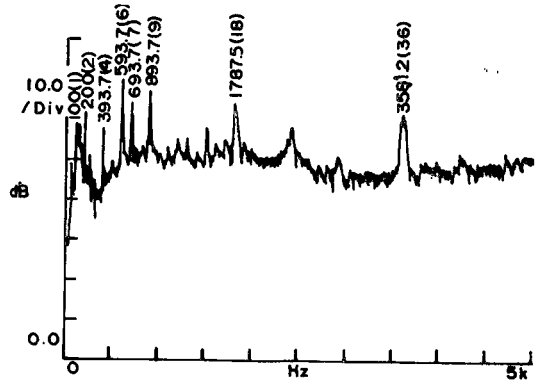


Fig. 5 Noise spectrum of alternator in unloaded condition (6000 rpm)

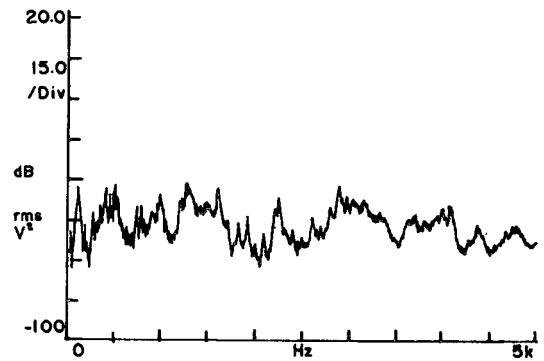


Fig. 6 Vibration spectrum of alternator in unloaded condition (6000 rpm)

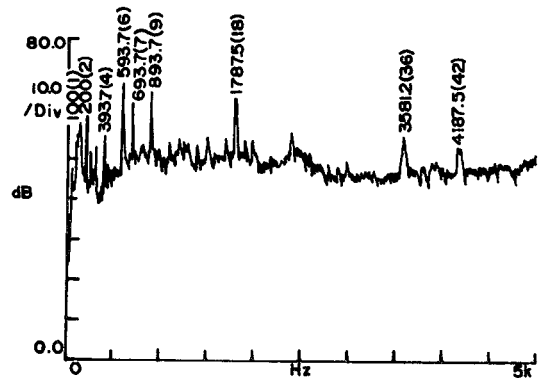


Fig. 7 Noise spectrum of alternator in loaded condition (6000 rpm)

그리고 Fig. 8에 나타나 있는 각 피크에 나타난 숫자는 해당 피크의 주파수를 나타내며 괄호 안의 숫자는 회전축의 기본 회전 주파수의 배수 즉, 고조파 수를 나타낸다.

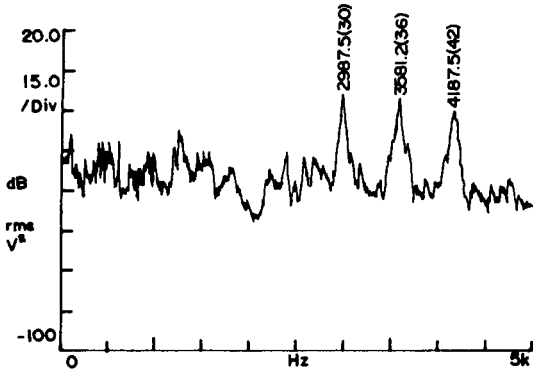


Fig. 8 Vibration spectrum of alternator in loaded condition (6000 rpm)

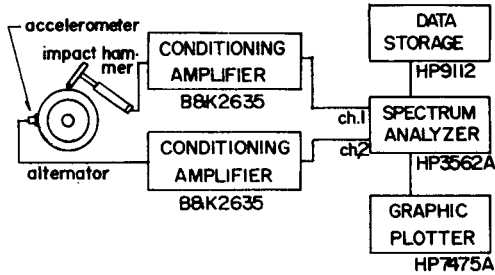


Fig. 9 Measurement system for impact test

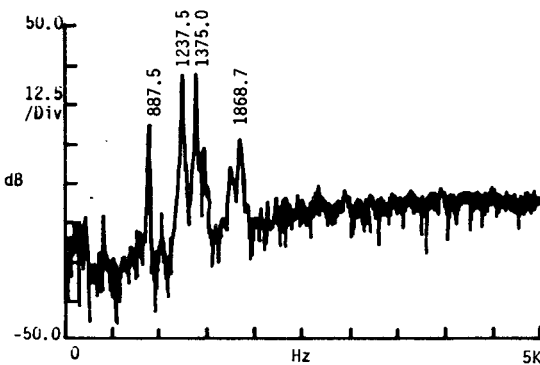


Fig. 10 Frequency response function of alternator casing at point 6

3.3 고유 진동수와 모우드 형상의 측정

교류발전기가 지지대에 고정된 경계 조건 하에서 케이싱의 원주 상의 10개의 점에 각각 충격 해머로 충격을 가하고 응답 신호를 가속도계로 잡아서 스펙트럼 분석기에 의해 주파수 전달 함수를 구하였다. Fig. 9는 충격 시험의 실험 장치를 보여 준다⁽⁹⁾.

Fig. 10은 점 6에 충격을 가했을 때 전달 함수를 나타낸다. Fig. 10의 각 피크에 해당하는 숫자는

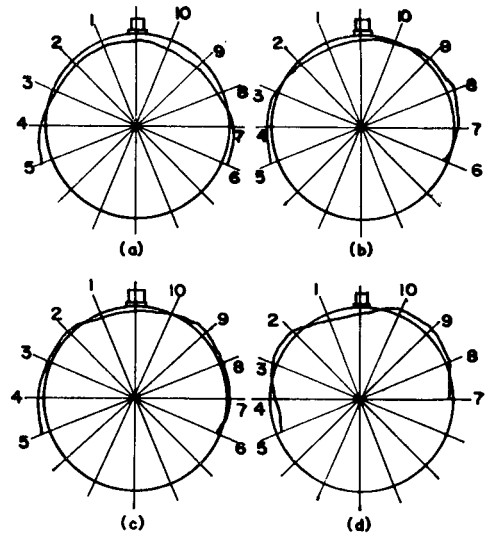


Fig. 11 Mode shape of alternator casing

고유 진동수를 나타낸다. 각 고유 진동수에 해당하는 모우드 형상은 Fig. 11에 도시하였다. Fig. 11 (a)는 고유 진동수 887.5Hz에 해당하는 모우드 형상인데, 이는 교류발전기 케이싱의 진동에 의한 것이 아니고 지지대의 진동으로 인한 모우드 형상, 즉 강체 운동을 나타낸다. Fig. 11의 (b), (c), (d)는 각각 1237.5Hz, 1375.0Hz, 1868.7Hz에서의 모우드 형상을 나타낸다.

4. 실험 결과 및 고찰

회전 기계에서 소음 특성은 각 부품의 구성 갯수와 밀접한 연관이 있다. Table 1은 교류 발전기의 부품과 구성 갯수를 나타낸다.

Fig. 12는 발전하지 않는 상태에서 교류발전기의 회전수를 1000 rpm에서부터 7500 rpm까지 500 rpm 간격으로 측정된 소음 신호를 대비한 그림이

Table 1 Number of alternator elements

Element	Number
Ball of bearing	7
Fan blade	11
Rotor segment	6
Windage	12
Stator slot	36

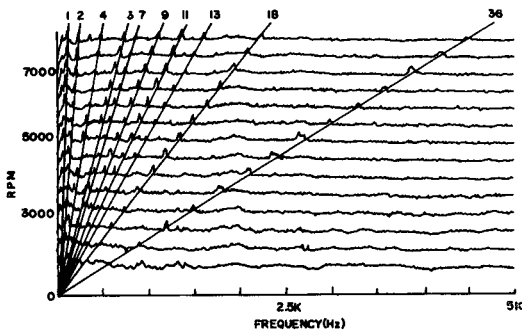


Fig. 12 Noise spectrum map of alternator in unloaded condition

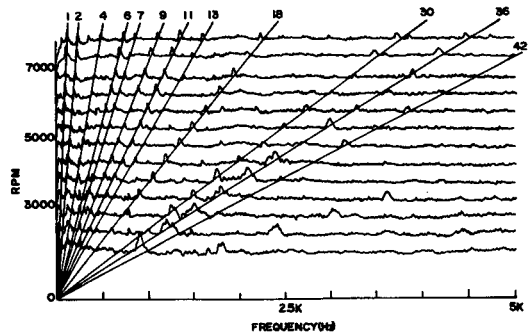


Fig. 14 Noise spectrum map of alternator in loaded condition

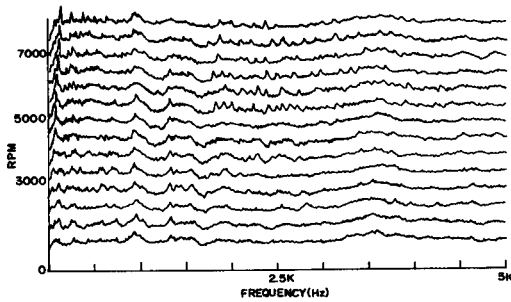


Fig. 13 Vibration spectrum map of alternator in unloaded condition

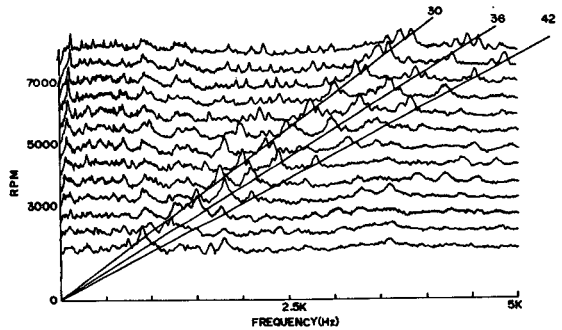


Fig. 15 Vibration spectrum map of alternator in loaded condition

다. 수평축은 주파수를 나타내고 수직축은 회전수를 나타낸다. Fig. 13은 발전하지 않는 상태에서 진동 신호를 보여주며, Fig. 14와 Fig. 15는 발전 상태에서 소음 신호와 진동 신호의 거동을 나타낸다. Fig. 12, Fig. 14 그리고 Fig. 15에서 회전수에 따른 일련의 피크가 직선 상에 나타나는 것을 볼 수 있는데 이것은 직선 상의 각 피크가 회전수와 선형적인 비례 관계가 있음을 의미한다. 그리고 각 직선에 적혀있는 번호는 교류발전기 회전수에 해당하는 기본 주파수의 배수, 즉 고조파 수를 나타낸다.

직선 1과 직선 2 위의 피크들은 각각 질량의 정적 편심과 동적 편심에 의해 나타난다. 그리고 회전자의 세그먼트가 6개이므로 회전자의 영향이 직선 6 위의 피크에 기여한다.

교류발전기의 회전축을 지지하는 베어링은 볼베어링으로 회전축 양 끝단에 한 개씩 존재한다. 큰 베어링과 작은 베어링의 외경과 내경은 각각 33 mm, 25mm, 그리고 21mm, 15mm이다. 불균일한 볼의 회전, 내륜의 결함, 그리고 외륜의 결함에 의해 발생하는 각각의 소음 주파수 f_1 , f_2 , f_3 는 식

(1)에 베어링의 치수를 대입하면 얻어진다.

큰 베어링인 경우 f_1 , f_2 , f_3 는 각각 $7.112(N/60)$, $3.982(N/60)$, $3.017(N/60)$ 이며, 작은 베어링의 경우는 $5.833(N/60)$, $4.083(N/60)$, $2.917(N/60)$ 이다. 여기서 N 은 회전축의 속도 (rpm)를 나타낸다. 그러므로 베어링 소음은 기본 회전 주파수의 3배, 4배, 6배, 7배 부근에서 나타남을 알 수 있다.

휠이 주변 공기에 주기적인 힘을 가하기 때문에 휠 축의 회전 속도에 휠의 날개 수를 곱한 주파수에 해당하는 소음이 발생한다. 즉, 식(2)에 의해서 휠의 날개 수가 11개이므로 직선 11 위의 피크는 휠의 소음임을 알 수 있다. 그런데 교류발전기의 휠은 소음을 줄이기 위해서, 휠의 날개의 크기가 대칭을 이루면서 서로의 간격이 불균일하게 배열되어 있고 그 크기도 다르게 설계되어서 진폭 변조(amplitude modulation)가 일어난다. 즉, 11차 고조파 이외에 고조파 수 2(휠 날개의 대칭 배열)와 고조파 수 11(휠의 날개 수)에 의해 9차와 13차의 고조파가 발생한다. 그러므로 직선 9와 11, 그리고 13 위에 나타나는 피크들은 휠의 소음을 나타낸다.

교류발전기 회전자의 세그먼트 수가 6개이므로 회전자의 고조파 수 u 는 $u=6n_1$ ($n_1=0, \pm 1, \pm 2, \dots$)이며, 고정자의 슬롯 수가 36개이므로 고정자의 고조파 수 v 는 $v=36n_2$ ($n_2=0, \pm 1, \pm 2, \dots$)이다. 그러므로 회전자와 고정자의 상대 운동으로 발생하는 고조파 수 m 은 식(3)에 의해서 다음과 같이 표시된다.

$$m=6n_1+36n_2 \quad (9)$$

식(9)에서 n_1 이 0이고, n_2 가 1일 때 고조파 수는 36이며, n_1 이 3, n_2 가 0 또는 n_1 이 -3, n_2 가 1일 때 고조파 수는 18이다. 따라서 직선 18과 직선 36위의 피크에 회전자와 고정자 사이의 공기 유동에 의한 소음이 영향을 끼친다.

발전하지 않는 상태에서 회전수에 대한 진동 신호의 거동을 보여주는 Fig. 13에서 교류발전기의 케이싱은 고유 진동수 부근에서 진동하는 것을 보여준다. 다시말해 회전수에 관계없이 같은 주파수에서 피크가 나타나는데, 이는 고유 형상에 해당하는 주파수에서 진동함을 나타낸다. 그러나 고유 진동에 의한 소음은 Fig. 12에서 볼 수 있듯이 거의 나타나지 않는다. 다시 말해 케이싱의 고유 진동은 소음에 거의 기여를 하지 못하고 있다.

발전 상태에서 측정된 소음 신호를 보여주는 Fig. 12와 발전하지 않는 상태의 소음 신호를 보여주는 Fig. 14를 비교하면 직선 30, 36, 그리고 42 위의 피크에서 변화가 있음을 알 수 있다. 이는 회전자의 코일에 직류 전기를 가하여 회전자의 세그먼트가 자화되어 자장을 형성함으로써 회전자와 고정자 상호간에 주기적인 자기력이 발생하기 때문이다. 회전자가 회전하면서 고정자의 슬롯에 1회전당 36번의 주기를 갖는 힘의 변화를 일으키고, 이러한 힘의 작용은 케이싱의 강제 진동을 유발시켜 소음을 발생시킨다. 케이싱의 강제 진동은 발전 상태에서 진동 신호의 거동을 보여주는 Fig. 15에 직선 30, 36, 그리고 42로 더욱 뚜렷이 나타난다. 한편 식(5)에 의해서 이론적으로 30차, 36차, 그리고 42차 고조파가 자기력에 의해서 발생됨을 알 수 있다. 앞에서 분석한 소음 스펙트럼 상의 피크와 소음원과의 관계를 요약하면 Table 2와 같다.

Fig. 16은 교류 발전기 회전수를 0 rpm에서 7500 rpm까지 서서히 증가시켰다가 빠른 속도로 감소시켰을 때 마이크로폰에 의해 측정된 전체 소음도를 보여준다. 굵은 선은 발전하지 않았을 때의 전체 소음도의 변화이며, 가는 선은 발전 상태의 전체 소음도의 변화이다. 회전수가 증가함에 따라 전체 소음레벨이 증가하는 이유는 교류발전기의 회전자

Table 2 Relation between spectrum peaks and noise sources

Harmonic number	Noise sources	
	Unloaded	Loaded
1	Static unbalance	Static unbalance
2	Dynamic unbalance	Dynamic unbalance
4	Bearing	Bearing
6	Rotor segment, Bearing	Rotor segment, Bearing
7	Bearing	Bearing
9	Fan	Fan
11	Fan	Fan
13	Fan	Fan
18	Air gap between rotor and stator	Air gap between rotor and stator
30		Magnetic field
36	Air gap between rotor and stator	Air gap between rotor and stator, Magnetic field
42		Magnetic field

속도를 ω 라고 질량 불균일을 me 라 하면 질량 불균일에 의한 유효 가진력(effective force)은 $me\omega^2$ 이므로 회전수를 높이면 가진력이 커져 기계 소음과 통풍소음이 증가하기 때문이다. Fig. 16에서 볼 수 있듯이 전체소음레벨이 회전수에 따라 증가한다. 발전하지 않는 상태에서는 회전자의 세그먼트가 자화되지 않아 케이싱에 자기력을 작용시키지 않으므로 회전수에 거의 선형적으로 비례하여 전체 소음도가 증가하지만, 발전 상태일때는 1000 rpm과 4000 rpm 사이에서 전체 소음도가 발전하지 않는 상태보다 큼을 알 수 있다. 교류 발전기의

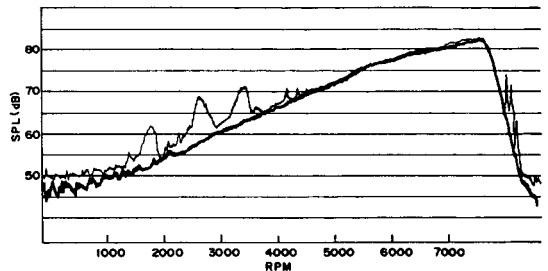


Fig. 16 Relation between rotating speed and sound pressur level(A weighting)

케이싱의 고유 진동수를 f_n 이라고 하고 회전축의 회전수를 N rpm이라 하면, N rpm의 36차 고조파에 해당하는 주파수가 고유 진동수 부근에 있을 때 전체 소음도가 커짐을 알 수 있다. 다시말해 케이싱의 공진에 의한 소음을 발생시키는 회전수 N rpm은 다음 식으로 표현된다.

$$N = \frac{60}{36} f_n \quad (10)$$

식(10)과 Fig. 16에서 알 수 있듯이 고정자와 회전자 사이의 자기력에 의한 가진 주파수가 케이싱의 고유 진동수에 근접하면 케이싱의 진동이 커지며 이로 인해 자기 소음이 발생함을 알 수 있다.

5. 결 론

교류 발전기의 소음은 질량의 불균일, 베어링에서의 마찰, 환과 공기와의 마찰, 회전자와 고정자 사이의 공기 유동, 그리고 회전자와 고정자 사이에서 발생하는 자기력에 의한 구조 진동에 의해서 발생된다. 본 연구에서는 각 소음원에서 발생하는 소음의 특성, 즉 주파수 영역과 소음도 그리고 회전수와의 관계를 규명함으로써 소음 감소 대책을 위한 기초 자료를 제공하였다. 교류 발전기의 상용 회전수인 1000 rpm과 5000 rpm 사이에서 발생하는 자기 소음은 음압이 높고 발생하는 주파수가 인간의 청각 기관이 가장 예민하게 감지하는 주파수 대역과 일치하기 때문에 소음 측면에서 크게 문제가 되고 있다. 이와 같은 자기 소음은 고정자와 회전자 사이의 주기적인 힘의 변화가 케이싱에 강제 진동을 유발시킴으로서 발생되며, 이 때 발생하는 주파수가 케이싱의 고유 진동수에 일치함을 실험적으로 규명하였다.

따라서 자기 소음을 줄이려면 고정자 케이싱의 강성과 질량 분포를 변화시켜 고유 진동수를 상용 회전 구간인 1000~5000 rpm에 해당하는 주파수 영역 밖으로 이동시키면 되며, 고정자 케이싱의 진동 폭을 줄이기 위해서 케이싱의 연결부를 감쇠 효과를 갖는 재질로 처리하는 방법을 고려할 수 있다. 이 때 케이싱의 구조 변경은 전기 발생 효율과 연관하여 고려해야 하므로 앞으로 이에 대한 많은 연구가 수행되어 져야 할 것이다. 그리고 본 논문

의 결과는 승용차용 교류발전기의 효과적인 소음 감소 대책을 위하여 이용될 수 있을 것이다.

후 기

본 연구는 대우자동차부품(주)의 연구비 지원하에 이루어졌음을 밝히며 이에 감사의 뜻을 표하는 바이다.

참 고 문 헌

- (1) Bexa, 1977, "Noise Control in Internal Combustion Engines", Research Studies Press.
- (2) C. Xinzhaio, et al., 1987 "Experimental Investigation for Identifying the Dominant Frequency Components of Electrical Motor Noise", Inter-Noise 87, Vol. 1, pp. 123~126.
- (3) J.Y. Chung, et al., 1979, "Application of Acoustic Intensity Measurement Engine Noise Evaluation", SAE Paper 790502.
- (4) D.S. Chen, 1987, "Noise Source Evaluation of an Electrical Alternator by Acoustic Intensity Method", Inter-Noise 87, Vol. 1, pp. 119~122.
- (5) W.A. Veronesi and J.D. Maynard, 1987, "Near-field Acoustic Holography (NAH). Holographic Reconstruction Algorithms and Computer Implementation", The Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 81, No. 5, pp. 1307~1322.
- (6) 三輪修三, 1978, "回転機械の振動・騒音その原因と対策・解析・調査・診断", 振動騒音研究会 經營開發セクター 出版部.
- (7) H. Guozhi, L. Mai, and Z. Zhaoyan, 1987, "Calculation of Magnetic Noise of Induction Motor", Inter-Noise 87, Vol. 1, pp. 127~130.
- (8) M.P. Blake and W.S. Mitchell, 1972. "Vibration and Acoustic Measurement Handbook", Startan Books Co.
- (9) E.J. Ewins, 1984, "Modal Testing: Theory and Practice", Research Studies Press.