

# 실험계획법을 이용한 차량용 시동장치의 소음원 규명 및 개선 사례에 관한 연구

박 순 식<sup>1)</sup> · 임 병 덕<sup>\*2)</sup>

발레오전장시스템스코리아(주)<sup>1)</sup> · 영남대학교 기계공학과<sup>2)</sup>

## Noise Source Identification of a Starter Motor using DOE (Design of Experiments: A Case Study)

Soonsik Park<sup>1)</sup> · Byoungduk Lim<sup>\*2)</sup>

<sup>1)</sup>Department of R & D, Valeo Electrical Systems Korea Ltd., 19 Hwangseong-dong, Gyeongju-si, Gyeongbuk 780-130, Korea

<sup>2)</sup>Department of Mechanical Engineering, Yeungnam University, Gyeongbuk 712-749, Korea

(Received 2 May 2007 / Accepted 24 August 2007)

**Abstract** : The starter motor noise is usually well identified by the customers since it is operated while the engine is quiet, and leaves distinct impressions of the vehicle. In this study the design of experiments(DOE) was applied to the identification of the noise sources of direct drive starter motor since this process usually requires lengthy analysis and elaborate experiments. In the first stage of the test, five controllable factors(alignment and dynamic unbalance of armature, tightening torques of T/bolt and center bracket bolt, and alignment of the center bracket- yoke-rear bracket), excluding static unbalance, are sorted out of all possible factors. Test results showed that the dynamic unbalance and misalignment of armature are the major factors. However, the error level of the first test was relatively high, indicating that there might be some missing major factors.

In the second stage test the results showed that both static and dynamic unbalances are the dominant factors contributing to more than 80% of the overall noise, while the misalignment contributes around 12%. Error of the second test was about 4% that could be considered satisfactory. The noise level of the optimal product was predicted to be reduced by 19dBA, and verification test showed the average noise reduction of 16.8dBA with the standard deviation of 3.2dBA, and proved the usefulness of the whole DOE process.

**Key words** : Noise and vibration(소음,진동), Starter motor(차량용 시동기), Stopping noise(정지소음), Cranking noise(시동소음), DOE(실험계획법), Case study(개선사례연구)

### 1. 서 론

최근 자동차 산업은 차량의 신뢰성, 조종성능 및 안락성의 향상 등 고객들의 높아진 요구수준을 만족시켜야 하는 상황에 직면하고 있다. 특히 소음·진동 수준은 가장 대표적인 승용차의 안락성 지표 중의 하나이며 기술력의 종합적인 평가 인자로 부

각되고 있다. 반면에 엔진은 고출력화되어 가고 연비를 향상시키기 위해 차량의 경량화가 주요한 설계 목표가 되면서 필연적으로 운전자가 감지하는 차량의 진동 및 실내소음을 저감시킬 수 있는 설계상의 여유는 더욱 축소되고 있다. 종전에는 사후 발견된 소음·진동 현상을 치유하는 소극적이고 방어적인 방법을 사용해 왔으나 최근에는 소음·진동원을 찾아 차단하고 제어하는 적극적이고 공격적인

\*Corresponding author, E-mail: bdlim@yu.ac.kr

방법을 적용하여, 차량 개발 초기 단계에서부터 소음·진동과 관련된 인자들을 고려하고 있다.

특히 엔진의 저소음화로 인하여 상대적으로 엔진 주변부품의 소음이 차량의 실내소음수준에서 차지하는 비중이 커지면서 부각되기 시작하였다. 이에 따라 차량용 시동장치(starter)의 소음도 차량업체에서 시동소음(starting noise)으로 구분하여 관리하고 있으나 관련된 연구는 상당히 미비한 수준이다.

엔진 주변 부품 가운데 터보차저,<sup>1)</sup> 연료펌프,<sup>2)</sup> 냉각팬,<sup>3)</sup> 차량용 교류발전기(alternator)<sup>4)</sup> 등의 소음에 관한 연구 사례는 있으나 시동기 소음에 대한 연구 사례는 보고된 바가 없다. 다양한 인자가 관여하는 경우에 인자의 영향을 정성적으로는 규명할 수 있으나 정량적으로 각 인자의 수준을 결정하기가 어렵다. 이러한 경우에 실험계획법이 유용한데, 소음의 저감을 위해서 실험계획법이 사용된 사례로는 노트북 컴퓨터용 냉각팬,<sup>5)</sup> 캘리퍼 브레이크,<sup>6)</sup> 등이 있다.

본 연구에서는 차량용 시동장치에서 발생하는 소음을 분류하고, cranking 단계의 소음발생에서 가장 큰 비중을 차지하는 전기자 슬롯(armature slot) 차수 성분 소음의 원인을 규명하기 위하여 실험계획법(DOE: Design Of Experiments)을 사용하였다. 전기자 슬롯 차수 성분 소음의 발생원인은 정적 불평형, 동적 불평형, 축정렬 불량, 조립 불량 등 여러 가지로 추정되지만 이들 요인은 모두 유사한 성분을 발생시킬 수 있으므로 주파수 분석 만으로는 가장 기여도가 큰 원인을 찾아내기가 어렵다. 이것이 실험계획법을 사용하여 원인을 규명하고자 하는 이유이며 이로써 소음 개선 대책을 체계적으로 정립하여 소음 저감을 위한 참고자료로서의 활용도를 높일 뿐만 아니라 제품의 초기 개발단계에 저소음화에 도움이 되고자 한다.

## 2. 시동기 기본원리 및 소음특성

시동 전동기에서 발생하는 소음의 주요 발생 기구를 목록화하고 그 특성을 이해하면 특정 시동 전동기 모델에서 발생하는 소음의 발생 원인을 파악하는데 유리하다. 본 장에서는 시동전동기의 주요 소음 발생 기구를 간략히 기술한다.

### 2.1 시동기 기능

가솔린 엔진이나 디젤 엔진 등의 내연기관은 자력으로 회전을 시작할 수 없다. 그래서 반드시 외력으로 엔진의 크랭크축을 회전시켜 이 회전력에 의해 엔진 실린더 내에서 혼합가스를 흡입한 후 압축, 폭발, 배기의 행정을 반복시켜 폭발 행정에서 발생한 힘으로 엔진이 스스로 회전하게 된다. 즉, 엔진을 시동하려면 외부에서 힘을 작용하여야 한다. Fig. 1 과 같이 차량용 시동장치는 축전지의 전기에너지를 기계 에너지로 변환하여 엔진의 링기어(ring gear)를 회전시킴으로써 기관이 초폭을 거쳐 완폭에 이를 때까지 회전력을 발생시키는 전기 기계이다.

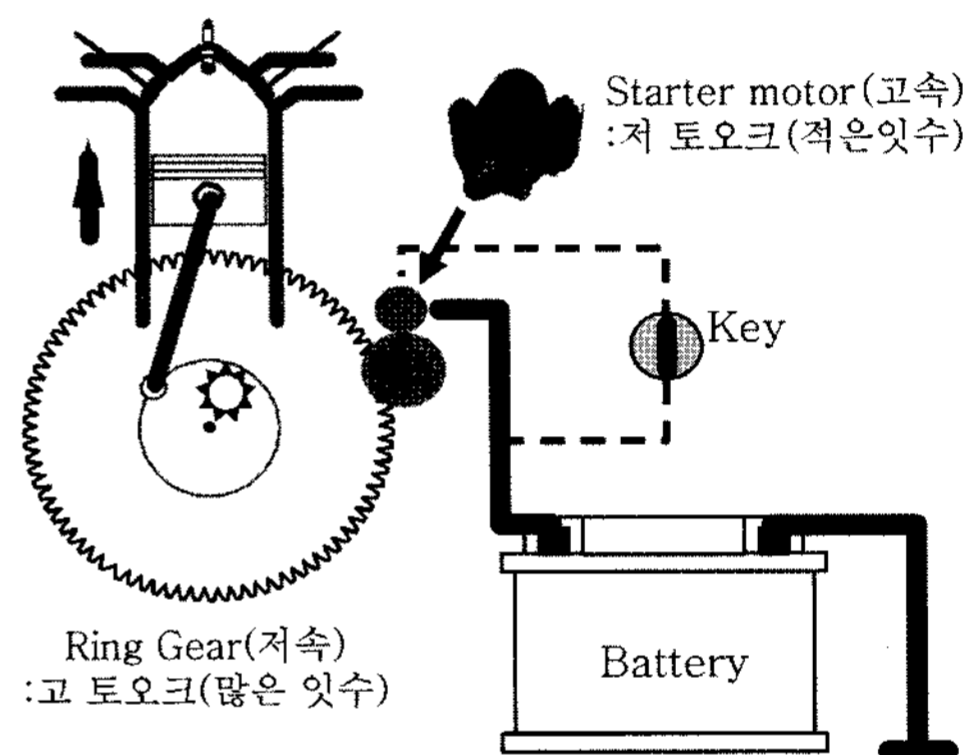


Fig. 1 Engine starting system

### 2.2 시동기 작동원리

시동전동기는 피니언을 링기어에 접속시키고 전동기에 전류를 공급하는 마그네틱 스위치(magnet switch)와 회전운동을 발생시키는 전동기의 두 부분으로 구성되어 있다. Fig. 2의 회로도 와 같이 시동키 스위치(key switch)가 'On' 되고 마그네틱 스위치에 전류가 흐르면, 플런저는 자화되어 피니언과 함께 이동하게 되고, 이때 이동접점(moving contactor)가 함께 이동하여 주접점(고정접점)을 'On' 시킨다.

주접점이 'On' 되면 축전지의 전력이 바로 전동기에 전달되어 전기에너지가 기계에너지로 전환되어 엔진을 회전시켜 시동하게 된다. 운전자가 조작하는 시동키 스위치가 다시 'Off' 되면 플런저는 자력이 소멸되어 피니언과 함께 복귀하여 시동을 완료하게 된다. 따라서 시동 전동기의 운전은 마그네틱 스위치의 동작 단계, cranking 단계, 엔진 기동으

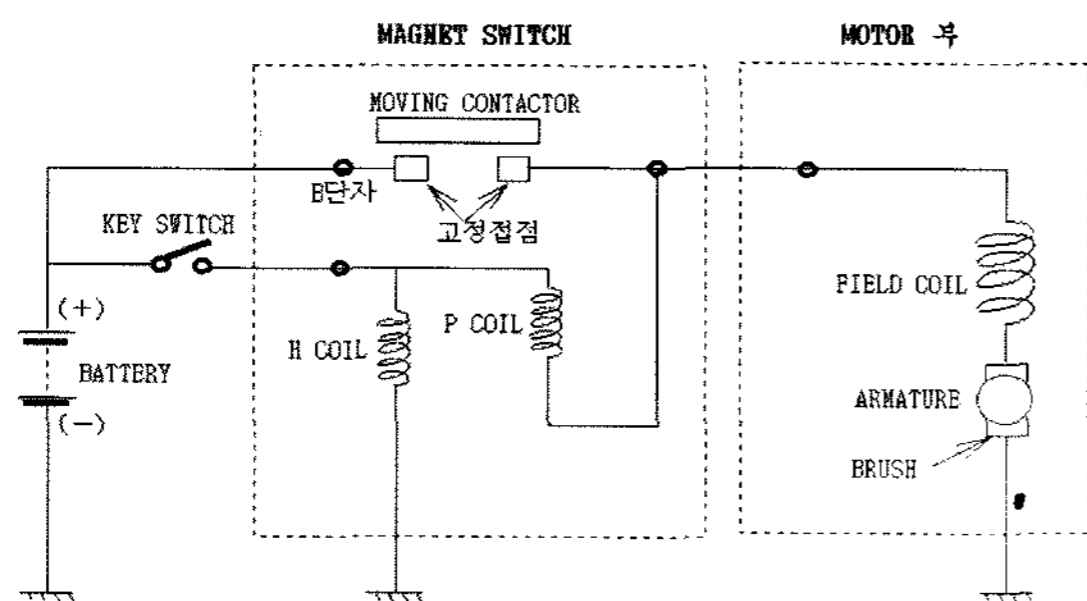


Fig. 2 Circuit diagram of starter

로 인해 전동기가 함께 움직이는 오버런(overrun) 단계, 엔진과 결합이 해제되어 정지할 때까지의 단계 등 4개 단계로 구분할 수 있다.

### 2.3 시동기의 소음 특성 및 종류<sup>1,2)</sup>

Fig. 3은 차량용 시동장치에서 소음을 발생시킬 수 있는 부위를 표시한 것이다. Fig. 4는 실차조건에서 시동시 시간에 따른 차량용 시동장치의 속도 추이를 나타낸 것으로서 시동전동기의 운전 상태에 따라 링 기어와 피니언의 치합(engagement), 엔진을 구동하는 cranking, 엔진의 초폭 이후 엔진동력에 의해 시동전동기가 회전되는 overruing, 시동전동기의 전원이 차단되고 치합이 해제되면서 정지하는 등 4 단계로 분류할 수 있다.

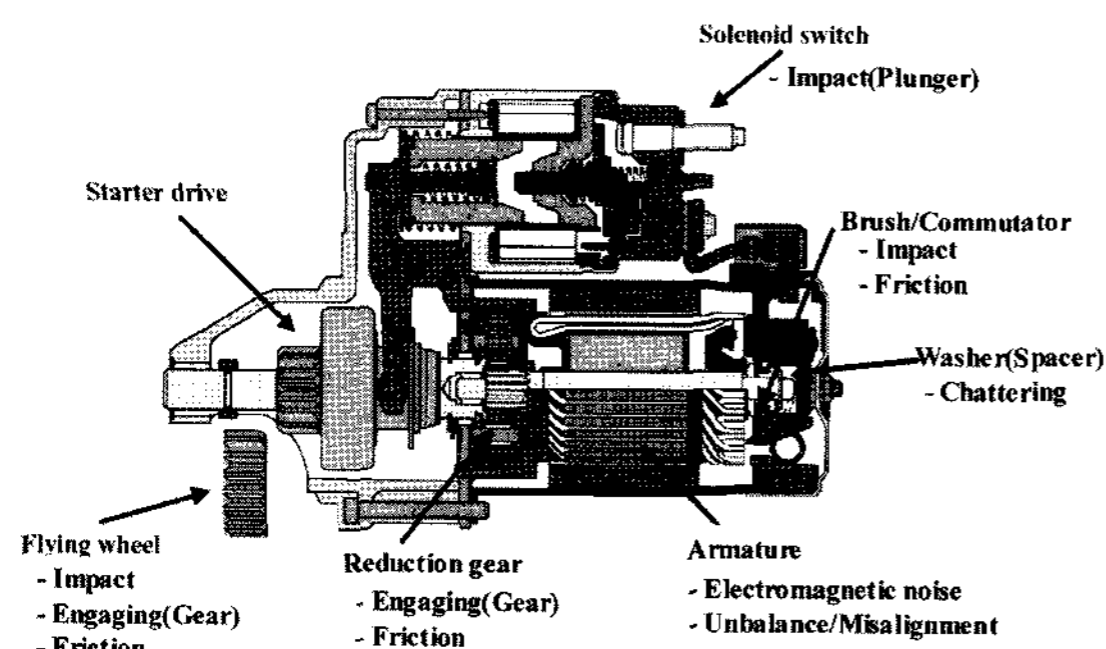


Fig. 3 Noise sources of starter

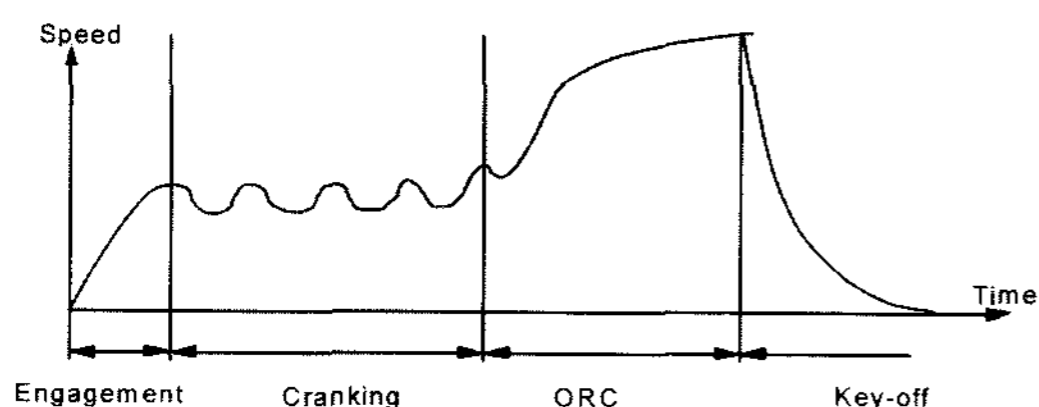


Fig. 4 4 stages of starter operation during engine ignition

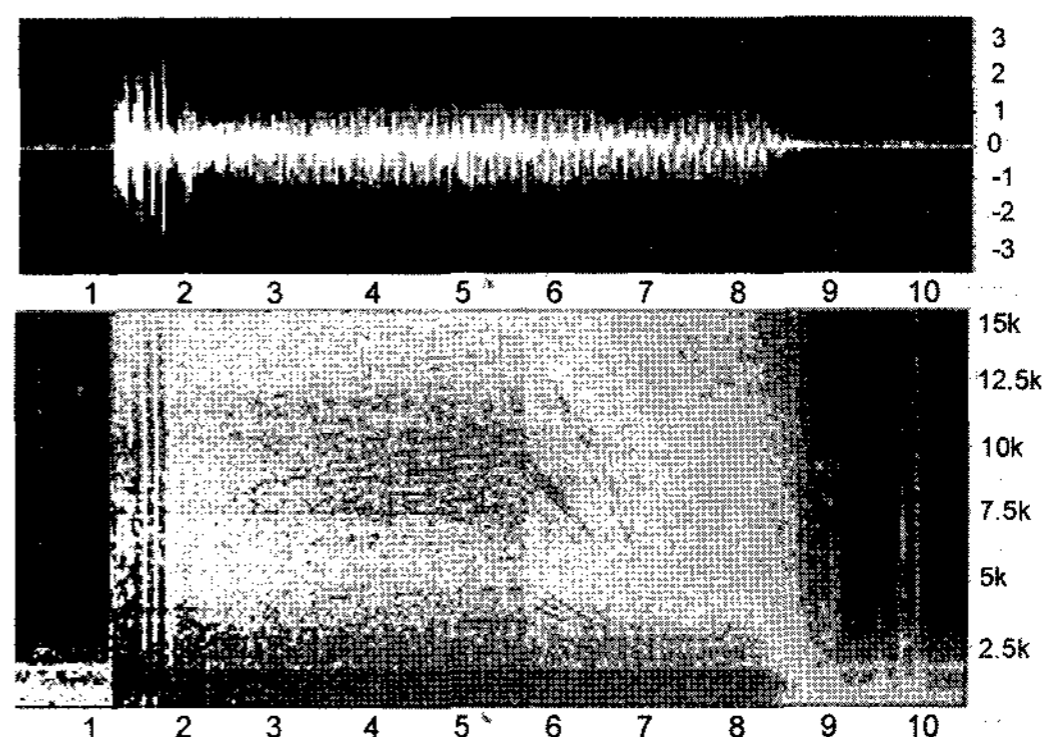


Fig. 5 Example of starter noise and its time-frequency spectrum. The time scale is the same as in Fig. 4

차량용 시동장치의 소음은 발생구간에 따라 크게 크랭킹 소음(cranking noise), 오버런 소음, 정지 소음(stopping noise)의 3가지로 분류할 수 있으며 시동키를 돌려 마그네틱 스위치(magnet switch)의 동작하는 단계의 소음은 비교적 유지시간이 짧으므로 주요한 시동 전동기 소음으로는 고려되지 않는다. Fig. 5는 벤치에서 측정된 시간에 따른 차량용 시동장치의 소음추이를 나타낸 것으로서 각 단계별 소음의 시간 신호와 시간-주파수 스펙트럼을 보여준다. 벤치에서의 실험에서는 엔진이 사용되지 않으므로 오버런 소음은 나타나지 않았으며 나머지 단계의 소음 특성은 실차 시험에서와 유사하게 나타났다.

각 소음의 발생조건 및 특징은 다음과 같다.

#### 2.3.1 Cranking 소음

마그네틱 스위치가 'On' 되면 플런저(plunger)가 자화되어 피니언(pinion)이 빠른 속도로 이동하게 되는데 피니언은 통상 테이퍼를 갖고 있어서 링 기어에 충돌하면서 치합 상태에 이르게 된다. Cranking 소음은 치합되면서 엔진의 정상적 행정 순환에 이르기 전에 기어의 맞물림에 의하여 발생하는 충격 성분의 소음으로서 대부분의 경우 물림율을 증대하면 소음저감의 효과를 얻을 수 있다.

#### 2.3.2 Overrun 소음

엔진의 초폭 이후 엔진 회전력이 차량용 시동장치에 전달되어 오버런 되는 구간에서 발생하는 소음으로 기어소음 뿐만 아니라 ORC(Over Running Clutch)의 작동에 의하여 발생하는 소음으로 높은 전기자의 회전속도에 의한 기계소음 및 전자기 소

음도 발생하게 된다.

### 2.3.3 Stopping 소음

시동 키 스위치를 'Off'시키면 전기자는 회전력을 잃으면서 정지하게 되는데 이 경우 브러쉬(brush)에 의한 마찰소음과 잔류자기(영구자석형)에 의해 발전기와 같은 역할을 하게 되어 발생하는 전자기 소음이 있다.

실차상태에서 발생하는 소음은 치차에 의한 저주파 소음과 고주파 성분인 전자기 소음이라 할 수 있다. 그런데 시동을 한 후 치차 소음은 사라지고, 전자기 소음만 존재하기 때문에 운전자들에게 특이한 소음으로 민감하게 감지될 수 있다.

### 2.4 전기자의 불평형

회전체의 질량 중심이 회전중심으로부터 편심 되면 회전체는 불평형 상태에 있게 되어 진동을 유발하고 마모와 파손의 원인이 된다. 불평형은 정적 불평형과 동적 불평형으로 분류할 수 있다. 정적불평형이란 회전체의 무게중심의 편심 위치를 회전체 축과 직교하는 평면에 투영한 위치로 대표하여 고려하는 경우를 뜻한다. 정적 밸런싱에서는 불평형 질량의 축방향 위치를 고려하지 않기 때문에 불평형을 수정해도 축과 직교하는 방향으로 모멘트가 발생할 수 있다. 따라서 불평형 질량의 축방향 위치도 고려하여 밸런싱을 하기 위해서는 축에 직교하는 수정면이 2개 필요하다. 이것을 동적 밸런싱(balancing)이라 한다.

이음(strange sound)을 발생시키는 문제 제품시료의 경우 회전체인 전기자의 불평형(unbalance)으로 인한 회전주파수와 고조파 성분의 소음이 상대적으로 크게 발생되었다. 시동 전동기에서는 전기자의 불평형에 의한 진동을 줄이기 위해 질량 삭감의 방법으로 밸런싱 공정을 수행하여 전기자의 동적 불평형량을 0.5g 이하로 규제하고 있다. 하지만 규제치를 초과하는 경우도 발생할 뿐만 아니라 전, 후방 수정면의 동적 불평형각의 차가 클 경우 정적 불평형에 의한 문제가 발생할 가능성이 존재한다.

Fig. 6은 동적 불평형을 검출하여 두 수정면에서의 수정 질량의 크기와 각위치로 표시하는 실제 측정 사례와 밸런싱을 수행한 전기자의 모습을 보여준다.

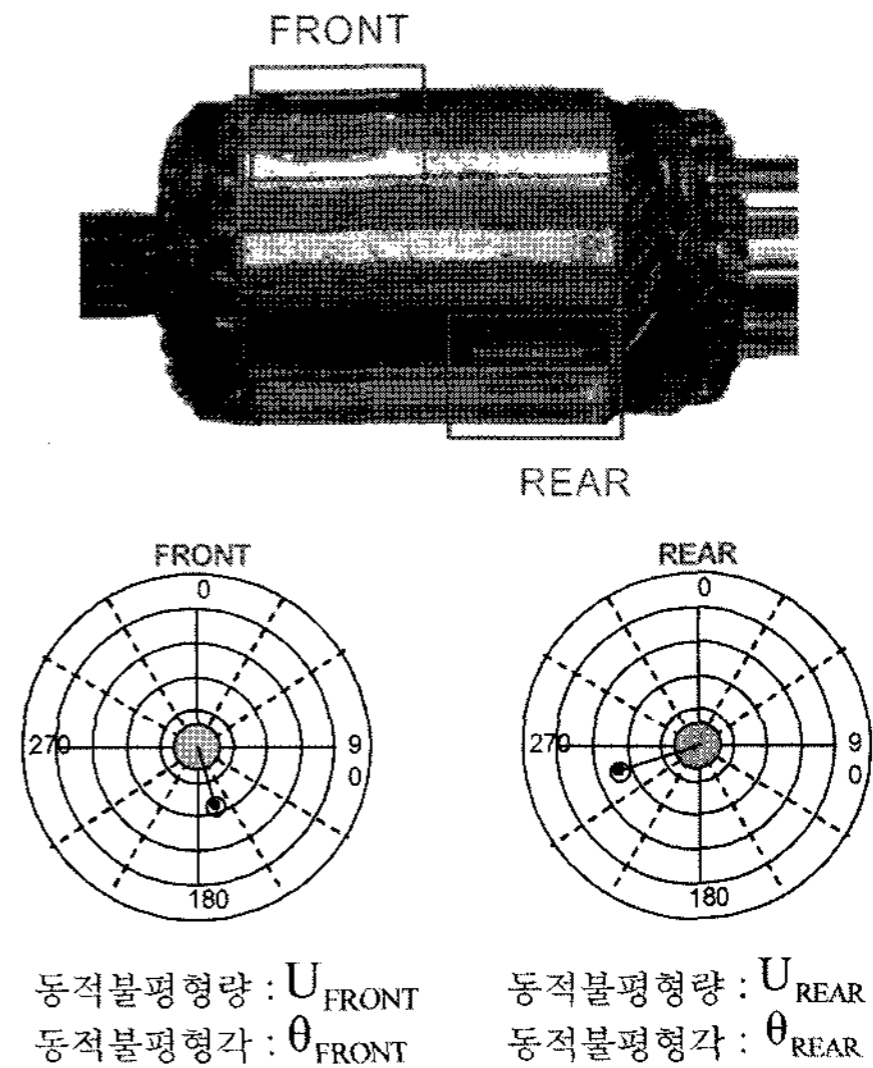


Fig. 6 Measurement of dynamic unbalance and balancing of the armature by removing unbalance mass on both correction plane

## 3. 실험결과 및 고찰

### 3.1 실험방법

Fig. 7은 벤치상에서 단품을 시험을 하기 위한 측정기기 구성도이다. 지지조건을 자유 상태로 두기 위해 스펀지 위에 차량용 시동장치를 놓은 후 건전지 혹은 직류전원(11.5V)을 연결하였다. 마이크로폰은 시편 후방 30cm에 두고 피니언에 회전속도계(tachometer)를 설치하였다. 스위치를 'On'하여 차량용 시동장치를 구동시켜 5초간의 소음 데이터를 측정 후 주파수 분석을 실시하였다.

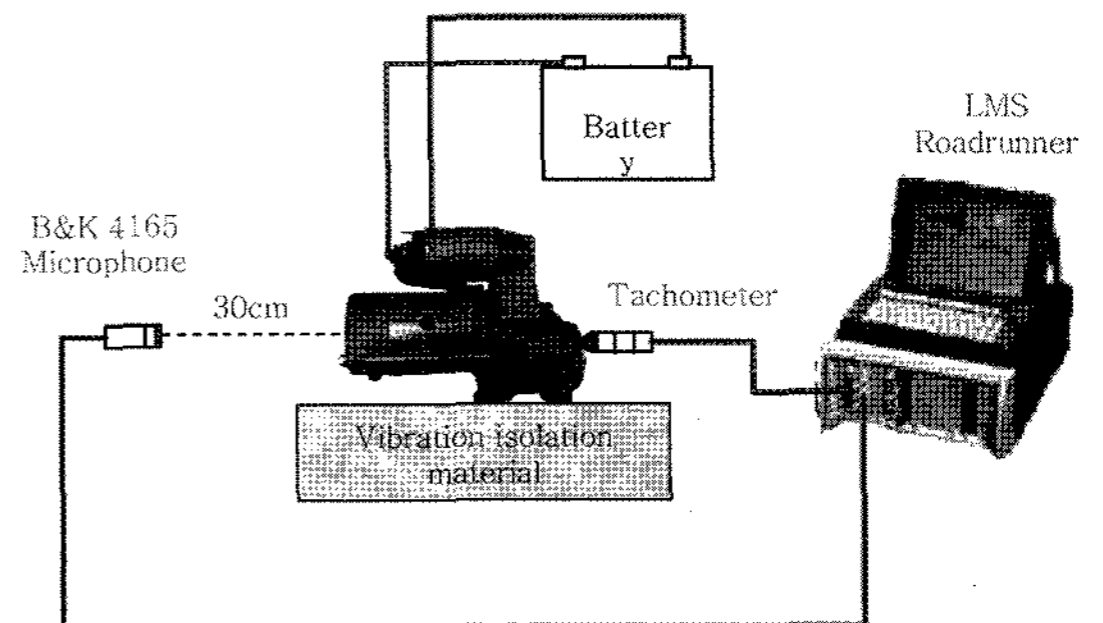


Fig. 7 Test setup for bench test

### 3.2 인자선정

크랭킹(cranking)단계에서 시동소음의 스펙트럼

을 살펴보면 slot의 회전주파수 성분이 가장 크게 나타났다. 따라서 이 성분을 저감시키는 것이 우선적인 목적이므로 망소특성(Smaller-the-better)인 전기자 회전주파수 성분의 소음레벨을 반응인자로 선정하였다. 회전주파수 성분은 주로 회전체 중심의 운동으로부터 초래되므로 이러한 운동을 유발할 수 있는 원인들을 고려하여 생산 라인에서 제어 가능한 인자들 가운데 다음과 같은 실험인자를 선정하였다.

- 1) 전기자의 정렬
- 2) 전기자의 동적 불평형량
- 3) 관통볼트(T/bolt)의 조임토크
- 4) 중앙 브래킷(center bracket ; C/B로 약칭) 체결 볼트의 조임 토크
- 5) C/B-yoke-rear bracket(R/B)의 정렬

여기서 전기자의 정적 불평형의 영향도 무시할 수 없는 수준으로 판단되어 인자로 선정하고자 하였으나 실제 공정상 수준 선정과 시료의 제작이 어려운 비제어 인자이므로 제외하였다. 5개의 인자들을 모두 2수준 인자로 평가하기 위해 Table 1과 같이 작성된 직교배열표를 이용하였다.

Table 1 Orthogonality array for 1st DOE

SMPL	A		B		C		D		E	
		Armature Mis-alignment		Armature Unbalance (Dyn)		T/Bolt Tightening T/Q		C/BKT Tightening T/Q		Barrel Distortion C/BKT-Yoke-
1	1	Min( $\phi 0.01$ )	1	0.8gcm	1	75-125kgcm	1	75kgcm	1	3mm + 3mm
2	1	Min( $\phi 0.01$ )	2	0.3gcm	2	110-110kgcm	2	125kgcm	2	0mm + 0mm
3	1	Min( $\phi 0.01$ )	1	0.8gcm	1	75-125kgcm	2	125kgcm	2	0mm + 0mm
4	1	Min( $\phi 0.01$ )	2	0.3gcm	2	110-110kgcm	1	75kgcm	1	3mm + 3mm
5	2	Max( $\phi 0.1$ )	1	0.8gcm	2	110-110kgcm	1	75kgcm	2	0mm + 0mm
6	2	Max( $\phi 0.1$ )	2	0.3gcm	1	75-125kgcm	2	125kgcm	1	3mm + 3mm
7	2	Max( $\phi 0.1$ )	1	0.8gcm	2	110-110kgcm	2	125kgcm	1	3mm + 3mm
8	2	Max( $\phi 0.1$ )	2	0.3gcm	1	75-125kgcm	1	75kgcm	2	0mm + 0mm

### 3.3 실험결과

Fig. 8, 9는 벤치와 실차에서의 소음시험 결과이다. 벤치에서의 실험은 엔진 하중이 없는 상태에서 시행되었으므로 Fig. 8에 보이는 바와 같이 cranking 소음의 유지시간을 임의로 연장하여 주파수 스펙트럼의 분해능을 향상시키고자 하였다. Fig. 9의 실차 실험 결과와 비교할 때 Fig. 8의 벤치 실험 결과에서는 크랭킹 소음의 레벨이 실차의 경우보다

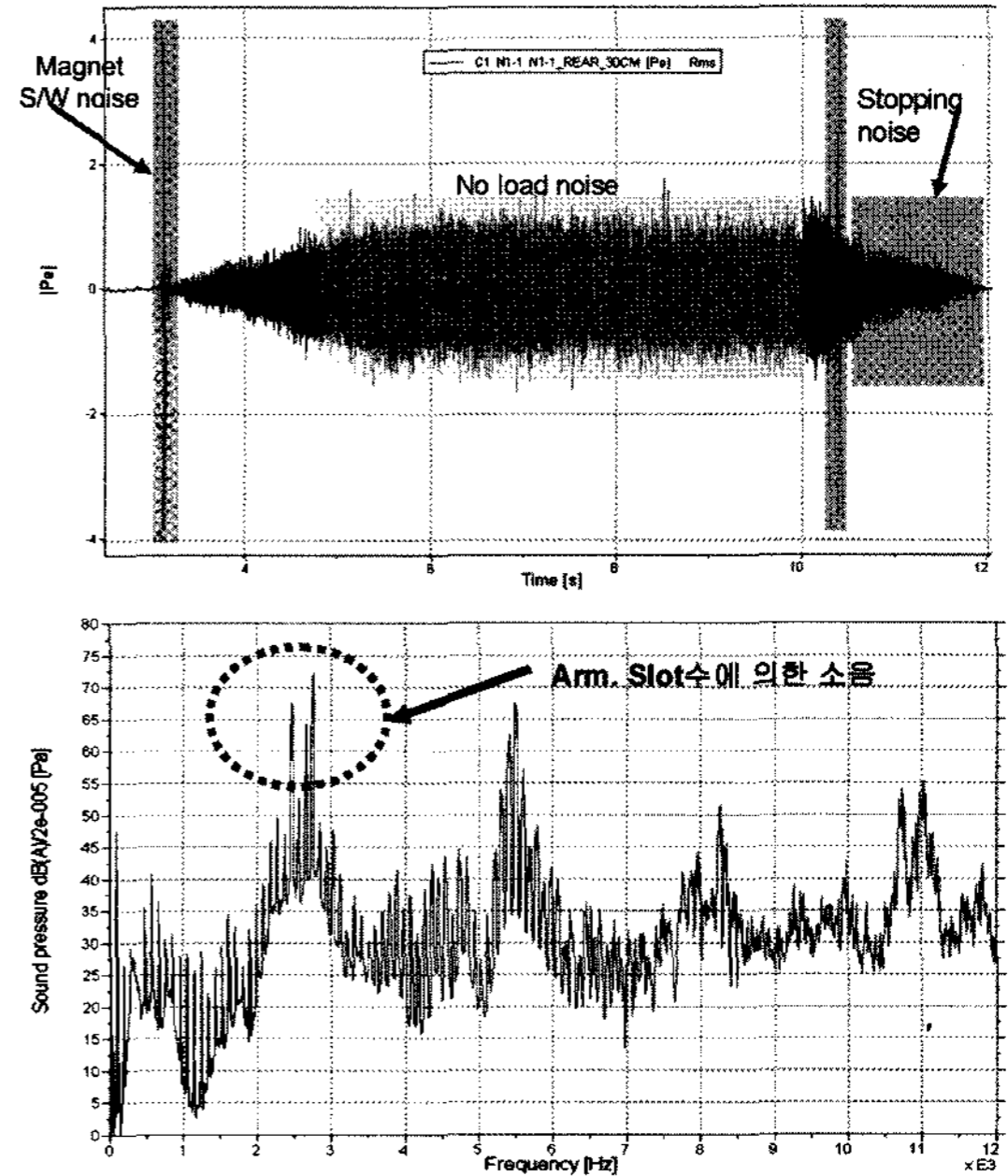


Fig. 8 Noise test data on test bench

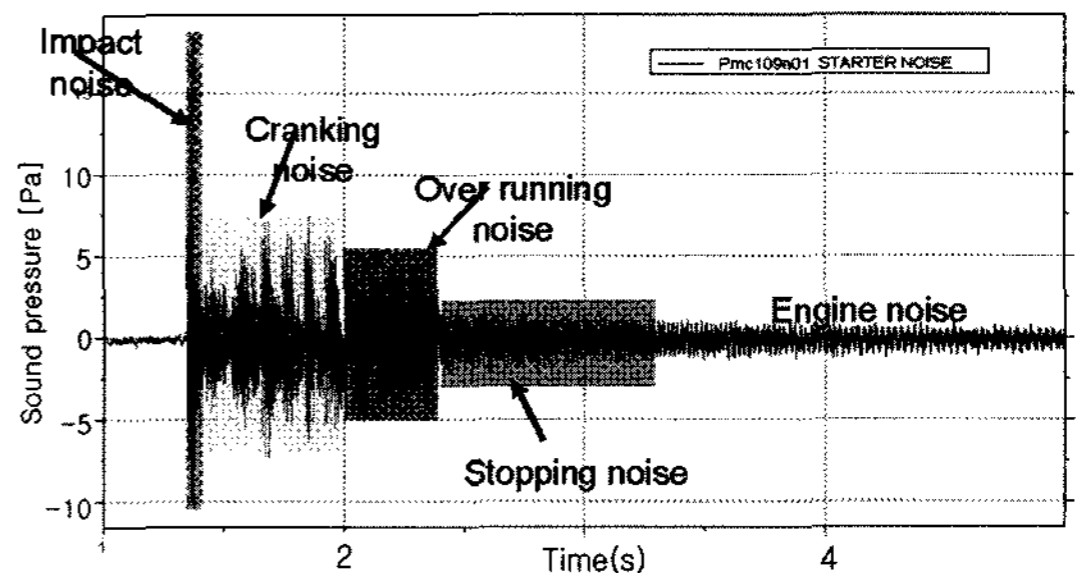


Fig. 9 Noise test data on vehicle

다소 낮게 나타나고 피니언과 링기어의 치합으로 인한 진폭 변조 양상도 거의 나타나지 않는다. 또한 엔진의 초폭 이후에 생기는 오버런닝 소음도 나타나지 않는다. 그러나 크기를 논외로 하면 소음 스펙트럼 상에 주요 성분들은 그대로 나타남을 알 수 있었다.

벤치 실험에서 나타난 소음 가운데 크랭킹 소음의 스펙트럼을 보면 전기자 슬롯과 진폭 변조로 인한 29차 성분이 가장 크고 이들 주파수의 배음 성분 또한 높게 나타남을 알 수 있다. Table 2는 시동전동기의 차수 성분에 기여하는 인자들을 나열한 것이며 Table 3은 이들 인자로부터 산출된 차수성분과 이에 해당하는 주파수를 보여준다.

Table 2 Kinematic parameters of starter noise

Parameter	Value
피니언 잇수	9
전기자 슬롯	29
Overrun clutch 롤러 갯수	6

Table 3 Harmonic orders of the starter noise

Order	Freq.(Hz)	Causes
1	95	Unbalance
2	190	Misalignment
6	570	No. of roller
29	2,750	전기자 슬롯수
58	5,500	2nd Harmonics

### 3.4 DOE를 이용한 결과 분석

1차 시험결과 DOE에 의한 선정 인자의 기여도를 Table 4와 같이 도출하였다.

Table 4 Contribution rate from 1st DOE

Factor	A	B	C	D	E	Error
	Armature Mis-Alignment	Armature Dynamic Unbalance	T/Bolt Torque	C/Bracket Bolt Torque	C/BKT-Yoke-R/BKT Mis-Alignment	
Estimation	23.20%	30.80%	pool (no effect)	5.40%	10.00%	30.80%

실험 결과로부터 전기자의 동적 불평형과 정렬 상태가 문제소음에 크게 기여하는 인자임을 알 수 있고 관통볼트 및 C/B 볼트의 조임토크 및 C/B-yoke-R/B의 정렬 상태는 상대적으로 기여도가 낮거나 영향이 없는 인자로 나타났다. 하지만 오차율이 30.6% 수준으로 시험결과에 대한 신뢰성이 떨어진 다. 이러한 원인은 고려되지 않은 인자의 영향으로 추정되며, 특히 생산과정에서 제어할 수 없는 인자로서 수준 선정 및 시료 제작의 어려움으로 인하여 인자 선정 시 제외한 정적 불평형량의 영향이 클 것으로 판단되었다.

### 3.5 추가 검증 실험과 실험 결과 분석

따라서 1차 DOE 수행 시 인자 선정에서 제외하였던 전기자의 정적 불평형량을 포함하고, 영향이 없는 것으로 판명된 관통볼트를 제외하여 Table 5와 같이 2차 DOE의 시료를 제작하였다.

Table 5 Orthogonality array for 2nd DOE

SMPL		A		B		C		D		E	
		Armature Dynamic Unbalance		C/BKT-Yoke-R/BKT Mis-Alignment		Armature Static Unbalance		C/Bracket Bolt Torque		Armature Mis-Alignment	
		Front	Rear								
1	1	0.706	-0.741g	1	3mm + 3mm	1	0.702g	1	75kgcm	1	Max(Φ0.1)
2	2	0.238	-0.208g	2	0mm + 0mm	2	0.231g	2	140kgcm	1	Max(Φ0.1)
3	1	0.744	-0.717g	2	0mm + 0mm	1	0.730g	2	140kgcm	1	Max(Φ0.1)
4	2	0.281	-0.287g	1	3mm + 3mm	2	0.212g	1	75kgcm	1	Max(Φ0.1)
5	1	0.792	-0.770g	2	0mm + 0mm	2	0.218g	1	75kgcm	2	Min(Φ0.01)
6	2	0.272	-0.229g	1	3mm + 3mm	1	0.500g	2	140kgcm	2	Min(Φ0.01)
7	1	0.725	-0.709g	1	3mm + 3mm	2	0.298g	2	140kgcm	2	Min(Φ0.01)
8	2	0.252	-0.239g	2	0mm + 0mm	1	0.476g	1	75kgcm	2	Min(Φ0.01)

전기자의 동적, 정적 불평형량의 수준을 동시에 만족하는 시료를 제작하기가 현실적으로 곤란하므로 정적 불평형량 수준을 0.5g 이하와 0.7g 이상의 2 수준으로 구분하였다. Fig. 10의 Pareto 도표<sup>7)</sup>는 다섯 가지 인자 주효과와 인자 간의 교호작용 가운데 소음에 미치는 기여도를 크기 순서로 나타낸 것으로서 전기자의 정적 불평형, 동적 불평형, 전기자의 정렬 불량 등이 가장 중요한 인자임을 알 수 있다. Fig. 11은 각 인자의 수준에 따라 소음도에 미치는

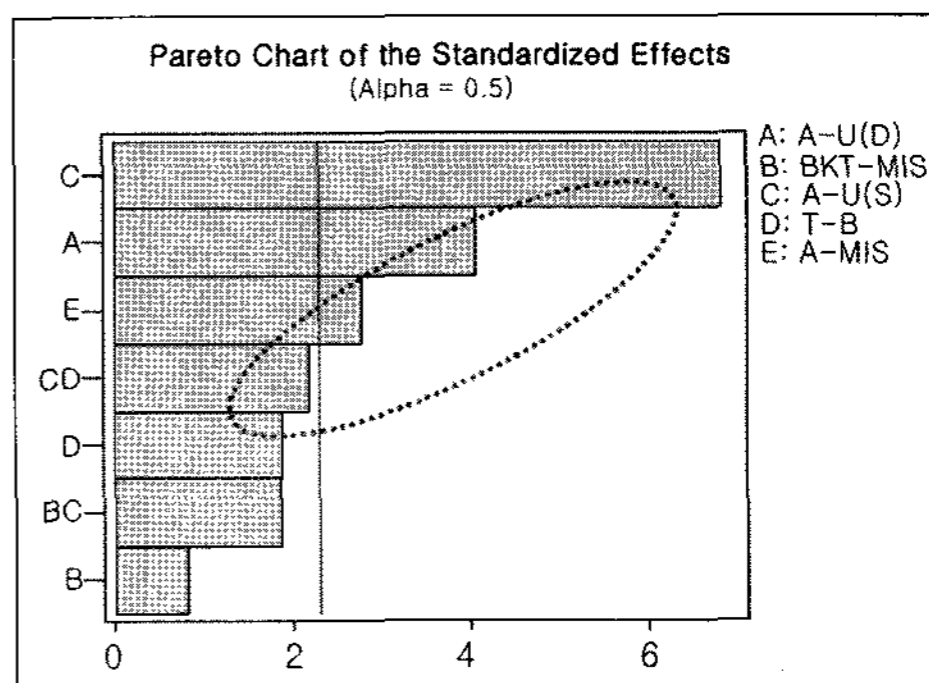


Fig. 10 Pareto chart

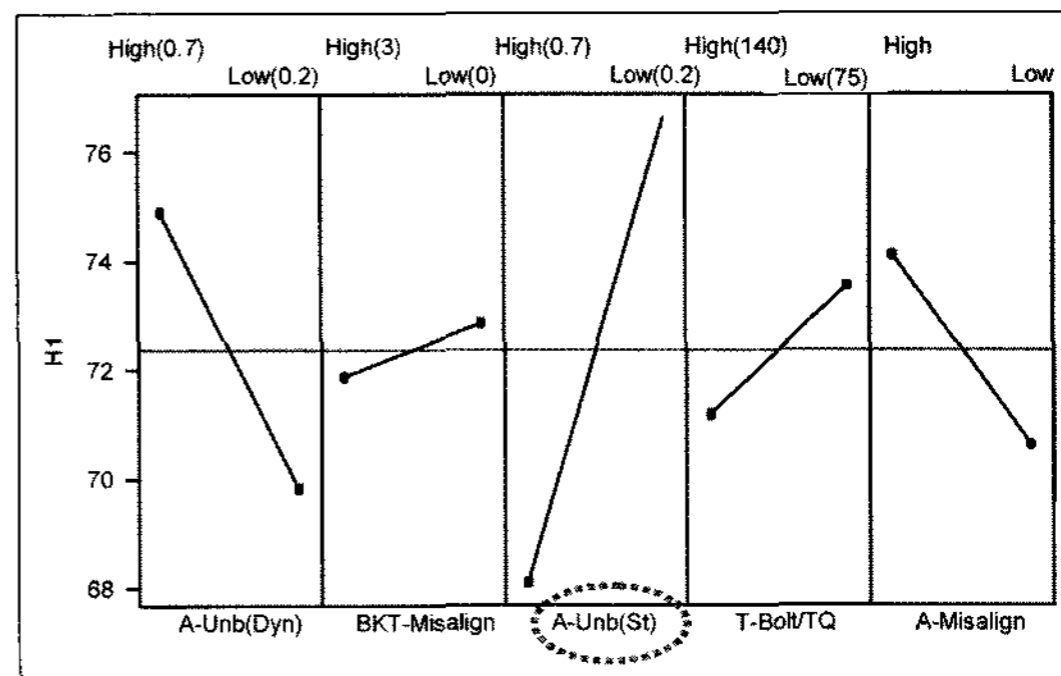


Fig. 11 Main effect of each factor

Table 6 Noise level according to static unbalance amount

Selected Factor	A	B	C	D	E	Error
	Armature Mis-Alignment	Armature Dynamic Unbalance	Armature Static Unbalance	C/Bracket Bolt Torque	C/BKT-Yoke-R/BKT Mis-Alignment	
Estimation	12.10%	38.00%	42.90%	1.00%	2.50%	4.40%

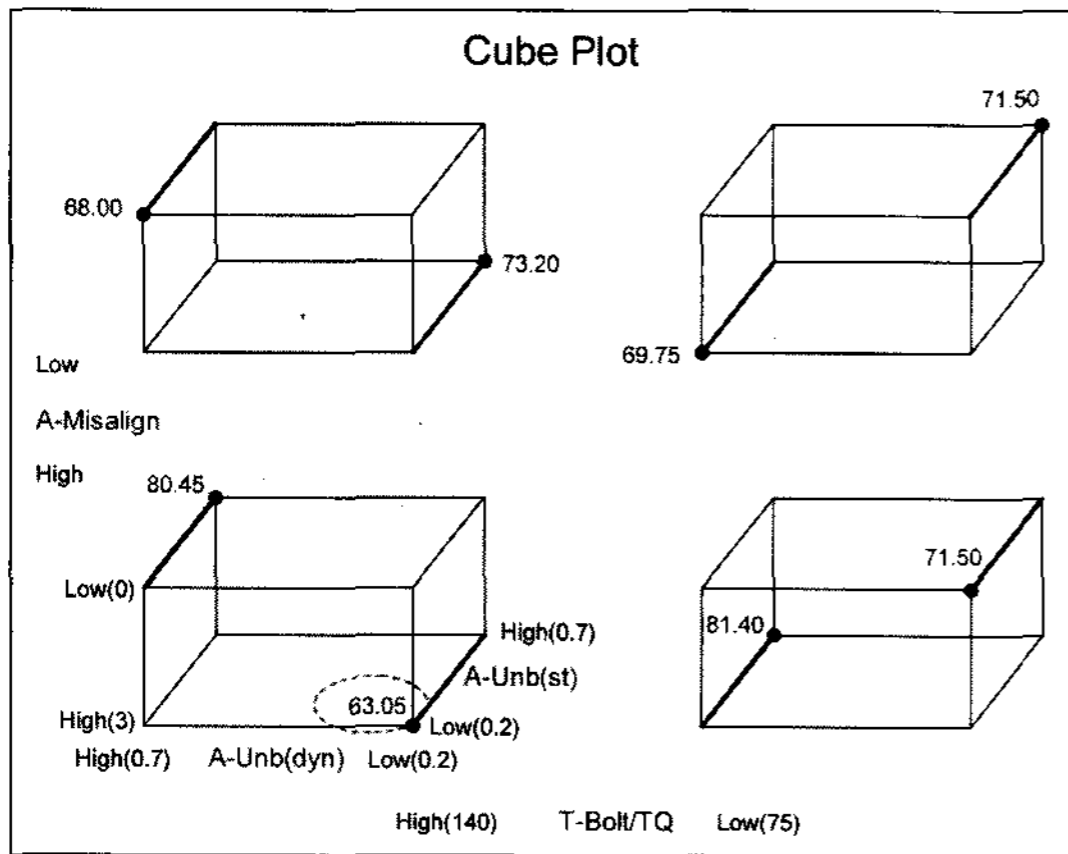


Fig. 12 Cube plot for the optimal combination of the factor levels

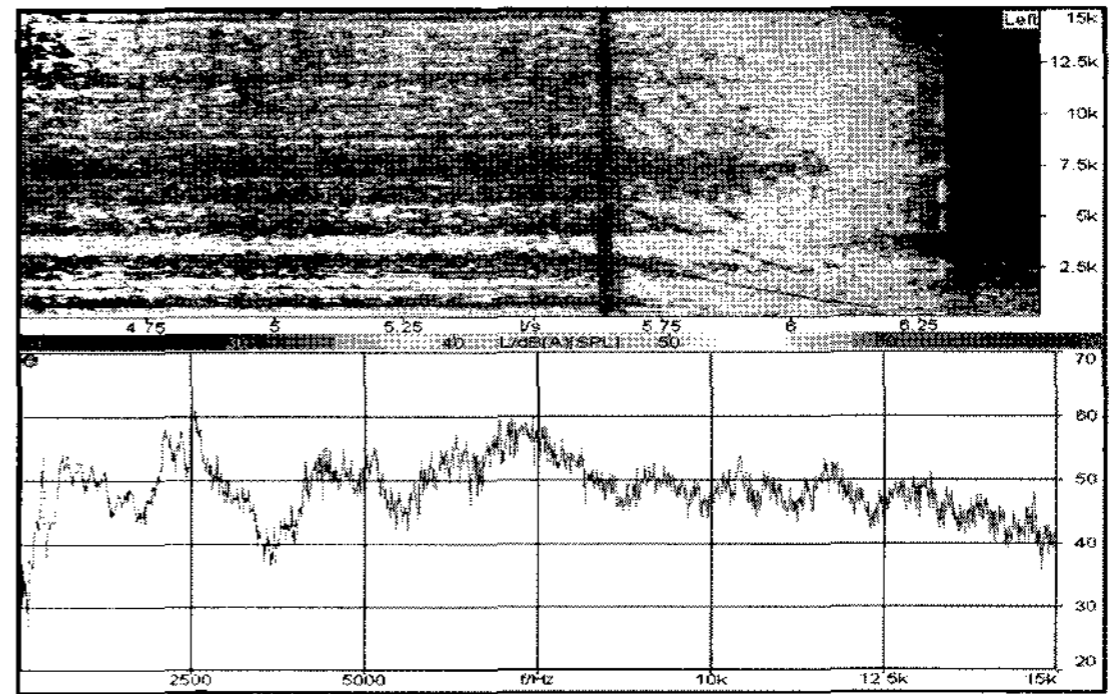
민감도를 나타낸 것이다. Fig. 10에서와 마찬가지로 정적 불평형, 동적 불평형, 전기자의 정렬 불량 등의 순서로 민감도가 큰 것을 알 수 있다.

전기자 회전주파수와 고주파 성분 소음의 발생에 미치는 각 인자 기여율을 분석한 결과, 정적 불평형량의 기여율이 42.9%, 동적 불평형량이 38.0%로 나타나, 불평형량의 기여율이 80.9%에 달하였다. 즉, 소음 저감을 위해서는 정적, 동적 불평형량을 모두 엄격하게 관리하여야만 함을 알 수 있다.

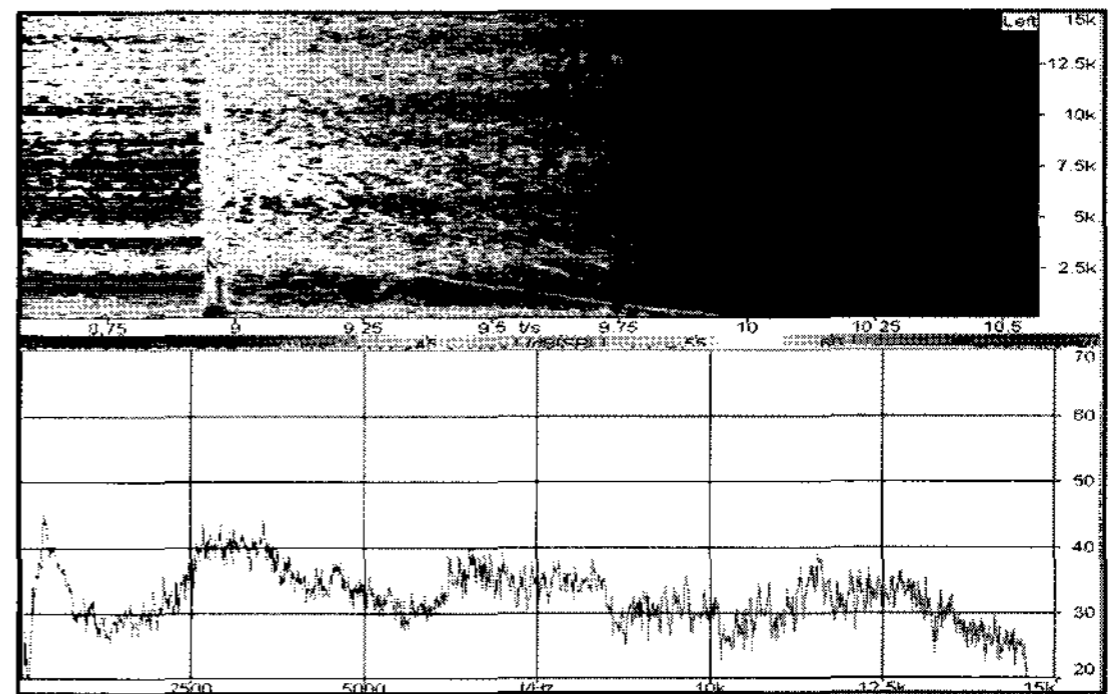
Fig. 12는 인자 수준의 최적화를 위한 cube plot<sup>7)</sup>으로서 최적의 인자 수준 조합으로 소음도를 종래의 약 82dBA로부터 63dBA까지 저감시킬 수 있음을 알 수 있었다.

#### 4. 결론

실험계획법을 사용하여 불평형량이 직접 구동방식의 계자 권선형 시동 모터 소음레벨에 80%이상 기여하는 주요 인자임을 확인하였다. 또한 전기자의 축선상의 어긋남(정렬불량) 또한 소음에 12% 수준으로 기여하는 것으로 나타났다. 시험의 오차율



(a) Starter noise before modification



(b) Starter noise after modification

Fig. 13 Starter noise signals and time-frequency spectra before and after modification

은 대략 4% 수준이므로 만족할 만한 수준이었다. 최적화된 시료의 소음 수준은 19dBA 감소될 것으로 예상되었다. 최적 조건으로 만들어진 시료를 사용하여 수행한 검증 시험에서 중앙값이 Fig. 13과 같이 16.8dBA 감소(산포 수준: 3.2dBA)되는 결과를 얻었다. 이는 시도된 실험 계획법의 전 과정이 효용성이 있음을 나타내는 것이다. 따라서 청감상으로 소음 양호품의 수준을 만족하기 위해서는 동적 불평형량을 만족할 뿐만 아니라 추가적으로 정적 불평형량을 0.5g 이하로 관리하여야만 한다.

#### References

- 1) B.-H. Kim, S. Hong and J. Song, "A Study of Turbocharger Noise for Passenger Powertrains," Fall Conference Proceedings, Vol.III, KSAE, pp.1707-1712, 2006.
- 2) T. S. Gang, "Vehicle Noise Experiment accor-

- ding Impeller Type of Fuel Pump,” Fall Conference Proceedings, Vol.III, KSAE, pp.1773-1778, 2006.
- 3) S. Y. Jeong, K. H. Kim and M. H. Park, “Analysis of Flow Field and Noise for an Automobile Cooling Fan,” Spring Conference Proceedings, Vol.III, KSAE, pp.1379-1384, 2002.
  - 4) S. J. Suh, J. Chung, B. D. Lim and C. H. Hwang, “Noise Source Identification of an Automobile Alternator by RPM Dependent Noise and Vibration Spectrum Analysis,” Noise Control Engineering Journal, Vol.37, pp.31-36, 1992.
  - 5) Y. Y. Sun, J. H. Kim et al., “Noise Performance Optimization of Fanblock in a Notebook Computer using the Design of Experiments,” Proceeding of the 2007 Spring Conference of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, 2007.
  - 6) M. G. Han and C. K. Park, “Optimization for Reduction of Squeal Noise in Caliper Brake System Using Taguchi Method,” Fall Conference Proceedings, KSAE, pp.480-485, 2000.
  - 7) S.-H. Lee, MINITAB, Measurement System Analysis, Inc. Tech., Korea, 2002.