

타이어 소음발생기구에 대한 고찰

은 희 준

(한국표준과학연구원)

1. 머리말

자동차 소음은 크게 기계적 소음(배기소음 포함)과 타이어 소음 및 고속 주행시의 공기 동력학적 소음으로 나눌 수 있다. 우리가 일상 경험하는 바와 같이 고속 주행시의 자동차 실내에서는 공기동력학적 소음이 상당히 큰 비중을 차지한다. 그러나 환경소음 측면에서는 외부소음이 문제가 되며, 이 경우 기계적 소음과 타이어 소음이 그 주요 고려대상이 된다. 소형차이든 대형차이든 대체로 저속에서 타이어 소음은 그다지 문제가 되지 않으나 고속에서는 타이어 소음이 엔진소음과 배기소음 등 기계적 소음을 압도하는 주 소음원이 된다. 이러한 이유로 흔히 타이어 소음은 자동차 소음 감소의 최저한계 장벽이라고 인식되기도 한다.

자동차 공학자들이 타이어소음에 관심을 갖게 된 것은 이같은 타이어소음의 장벽을 깨뜨리지 않고서는 자동차의 저소음화를 달성할 수 없다는 인식으로부터 비롯되었다. 이에 따라 선진 각국은 본격적인 자동차 소음 규제가 시작된 1960년대부터 타이어 소음에 대한 연구를 시작하여 오늘에 이르기까지 많은 기술과 경험을 축적하여 왔다. 소음 방지에서는 무엇보다도 소음발

생기구에 대한 이해가 필수적이기 때문에 타이어의 경우에도 타이어 소음 발생기구의 규명에 역점이 두어졌다. 이와 관련된 비교적 초기 노력의 결집으로서 Richards⁽¹⁾는 타이어의 주 소음원을 중요도에 따라서 tread면 진동, 몸체(carcase) 진동, pattern air pumping 및 공기동력학적 기구 등으로 제시하였다. 이들 소음원의 중요도 순서는 대상 타이어의 구조와 종류에 따라 다를 수 있다는 것이 그 후의 논문들에서 주장되고 있다. 한 예는 Plotkin 등⁽²⁾은 crossbar 타이어의 경우 air pumping 소음이 지배적이라고 보고하고 있다. 또한 Wilken 등⁽³⁾은 시속 100 km 정도의 고속에서도 타이어 몸체 주변에서의 공기 동력학적 소음은 다른 소음원에 비해서 무시될 수 있음을 실험적으로 보여주면서 타이어 소음 발생기구에서 공기 동력학적 인자의 배제를 시사하였다. Reiter⁽⁴⁾ 등은 타이어 측면에 가속도계를 부착하여 실차 주행시의 타이어 진동과 발생 소음과의 관계를 분석하여 소음 발생기구 규명에 진일보한 방향을 제시하였다.

이상 간략하게 살펴본 바와 같이 타이어 소음 발생기구와 그의 기본이 되는 물리현상에 대한 이해는 이제 상당히 정확한 수준에 이르렀다고 평가할 수 있을 것이다. 그러

나 이러한 결산은 모두 과거 선진 각국에서 이루어진 것들이고 국내에서는 이와 관련된 체계적인 연구 노력이 거의 없었다. 다행히 필자는 한때 국내 모 타이어사의 의뢰에 따라 타이어 소음문제를 심도있게 다루어본 경험이 있다. 그 당시 우리 연구팀은 그때까지 개념적으로 알려진 타이어 소음발생기구를 근거로 하여 실제 실험 데이터와의 상관관계를 추적함으로써 타이어 소음 발생 예측을 위한 수학적 이론을 정립하려고 노력하였다. 이제 그 결과를 공개하는 것이 이 분야에 관심있는 국내 학자들에게 도움이 되리라는 판단에 따라 그 주요 내용을 해설 형식으로 제시하고자 한다.⁽⁵⁾ 지면 제한 때문에 실험결과를 제시하지 못함을 유감으로 생각하지만, 여기서 제시하는 수학적 모델은 이제까지 알려진 개념적 모델의 단계를 뛰어넘는 실질적인 활용에 가치가 있음을 밝혀둔다.

2. 타이어 소음의 발생기구

2.1 진동시스템의 반응

충격 반응함수가 $h(t)$ 로 주어지는 시스템에 입력 $x(t)$ 가 가해질 때 그 시스템의 반응은 다음과 같이 이들 두 함수의 convolution으로 나타낼 수 있다.

$$y(t) = x(t) \times h(t) \quad (1)$$

타이어는 그 구조적 특성으로 보아서 몇 개의 단순진동계가 합친 복합진동계로 볼 수 있다. 따라서 이 진동계에 대한 모델링이 정확하여 충격반응함수 $h(t)$ 를 정확히 구할 수 있고, 또한 이 진동계에 가해지는 입력 $x(t)$ 를 정확히 추측할 수 있다면 타이어 진동계의 반응함수 $y(t)$ 를 구할 수 있다. 타이어 진동계의 작용은 곧 대기중으로의 소음 방출로 이어지기 때문에 타이어 소음 발생기구의 규명을 $h(t)$ 와 $x(t)$ 의 해석적 규명으로 귀착된다.

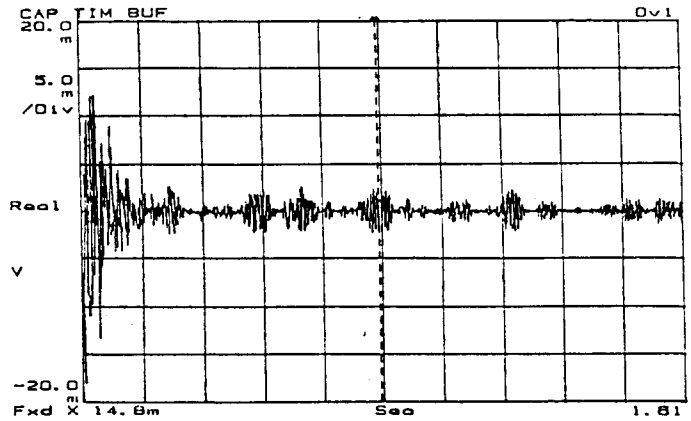
앞의 머리말에서 논술한 바와같이 이제까지 알려진바로 타이어 소음의 주발생 원인은 벽(shell)의 진동과 페턴 groove의 air-pumping작용으로 나눌 수 있다.

이러한 사실을 바탕으로 타이어 진동계는 shell 진동계와 groove 진동계가 합친 복합진동계로 가정할 수 있으며, 이에 따라 타이어 진동계의 충격반응함수 $h(t)$ 는 shell진동계의 충격반응함수 $s(t)$ 와 groove진동계의 충격반응함수 $g(t)$ 로 구성된 것으로 볼 수 있다. 그러나 본절 마지막 부분에서 논술하듯이 groove 반응함수 $g(t)$ 는 타이어 진동계에 대한 입력함수 $x(t)$ 의 일부로 가정한 것이 편리하며, 따라서 앞으로의 논술에서는 $s(t)$ 함수만으로서 $h(t)$ 를 대신하기도 한다.

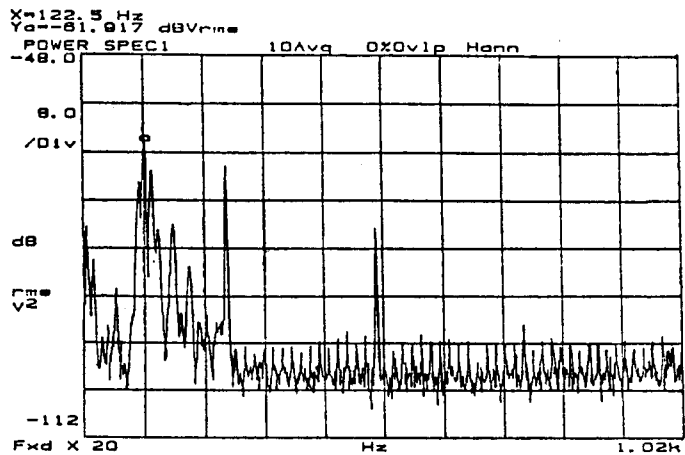
2.2 Shell 충격반응 함수 $s(t)$

타이어 shell의 충격반응은 타이어의 임의의 위치에 충격이 가해졌을 때의 타이어의 반응으로서 설명될 수 있다. 그림 1은 한 승용차 타이어에 무부하 상태에서 충격을 가했을 때의 시간신호와 주파수 특성을 각각 보여준다.

그림 1(a)의 시간신호에서 초기의 충격반응이 급속히 감쇠되어



(a) 시간 신호



(b) 주파수 특성

그림 1 타이어의 충격음 특성

150 msec 정도 후에는 완전히 사라짐을 볼 수 있다. 이 시간 구간에 대한 스펙트럼 특성은 그림 1(b)와 같다. 이 시간 구간에는 타이어 shell의 고유진동모드가 지배적으로 나타나서 이에 대응하는 스펙트럼 성분은 그림 1(b)에서 100 Hz 부근에 존재하는 강한 피크들로서 나타나고 있다. 이 결과는 진동계에 단순충격이 가해졌을 때 나타나는 전형적인 현상이다. 그림 1(b)에는 이외에도 약 250 Hz 및 그의 고조파 성분이 강하게 나타나고 있다. 이 현상은 그림 1(a)에서 초기의 감쇠진동이 끝난 후에 단속적으로 나타나는 신호의

특성과 관계된 것으로 설명할 수 있다. 이것은 마치 진동계에 특정 주파수를 갖는 단속적인 입력이 가해져서 진동계가 강제진동반응을 나타내는 것에 비유될 수 있다. 이 같은 특정 주파수 성분의 존재는 타이어 진동계가 이제까지 가정한 shell 진동계만으로는 설명될 수 없음을 의미한다. 타이어 내부의 공기공간은 일종의 연속적으로 연결된 waveguide의 기준 길이는 내부공간의 등가 원주반경에 의해서 결정된다.

타이어내부의 등가 원주반경을 정확하게 결정할 수 있는 근거는 별도로 규명되어야 할 것이지만 이

값은 시험 타이어의 최대 반경 281 mm와 최소 반경 165.1 mm 사이가 될 것으로 예상된다. 단순하게 최대치와 최소치의 산술 평균값으로서 등가 원주반경을 가정하고 타이어 내부의 음파 속도를 340 m/sec로 할때, 등가원주길이 1.399 m를 한 파장으로 하는 기본 주파수는 243 Hz가 되어 그림 1(b)의 결과와 상당히 일치한다. 이 결과에 의해서 타이어 표면에 충격이 가해질 때 타이어 shell의 고유진동모드가 발생함과 동시에 내부의 공기공간에 250 Hz 정도를 기본 주파수로 갖는 원주 진행모드가 발생한다는 결론을 내릴 수 있다.

타이어 내부에 발생하는 이같은 원주 진행파는 타이어 shell 진동계에 대한 입력 신호처럼 작용하여 그림 1(a)에서 보듯이 동일한 주파수에 의한 강제 진동효과를 발생시킨다. 강제진동의 주파수를 250 Hz라고 할 때 한 주기는 4 msec 정도의 자유 진동감쇠구간에는 약 40개의 강제 진동파형이 포함되어 있음을 의미한다. 따라서 이 시간구간에 대한 스펙트럼 특성은 그림 1(b)에서 보듯이 shell의 진동모드뿐만 아니라 250 Hz 및 그 고조파들에 해당하는 원주진행모드를 나타내게 된다. 이 원주진행모드는 자유진동모드가 감쇠되어 소멸된 후에도 상당시간 지속되어 그림 1(a)와 같은 강제 진행시간 신호로서 나타난다.

이상의 논술에서 타이어 shell의 충격반응에 대해서 살펴보았다. 실제 타이어에서 이같은 충격은 하나의 패턴 groove에 의한 air-pumping이 원인이 된다. 패턴 groove가 시리즈로 존재하는 경우에 타이어 shell에 가해지는 충격 역시 시리즈 입력신호로 주어진다.

본 절에서 논술한 shell 충격반응과 전체 타이어 패턴소음과의 관

계는 입력 충격시리즈와의 convolution에 의해서 결정되며 이에 대해서 아래에 차례로 논술한다.

2.3 Groove 충격반응함수 $g(t)$

타이어 패턴의 기본 요소인 groove는 타이어 원주 방향으로 파여진 rib groove와 가로방향으로 파여진 lug groove로 나눌 수 있다 (그림 2). 타이어가 회전함에 따라서 개개의 lug groove는 지면과 접촉하는 순간을 갖게되며, 이때 lug groove는 일종의 공명 파이프 역할을 하게된다.

그림 2(a)는 rib가 없는 경우(혹은 lug groove가 분리된 경우)로서, groove 하나 하나는 한쪽 입구가 막힌 한 방향 파이프로 볼 수 있다. 반면에 그림 2(b)는 rib와 lug groove가 연결된 경우로서, 한쪽 입구가 뚫린 양방향 파이프로 볼 수 있다. 파이프 내부의 공기공간은 일종의 탄성진동계로 볼 수

있다. 따라서 외부에서 충격이 가해질때 이 진동계는 고유진동수(공진주파수)로서 반응한다. 공명 파이프 이론에 의하면 일차적으로 길이에 의해서 결정되고 폭과 깊이는 cavity의 부피를 결정하여 발생소음의 크기에 관계된다. 위 두 가지 형태의 파이프 내부에 존재하는 일차 공진의 파형이 그림 3에 나타나 있다.

그림 3(a)에서는 파이프의 막힌 벽에 의한 경계조건에 의해서 일차 공진음의 파장이 파이프 길이의 네배로 주어지고, 그림 3(b)에서는 이같은 벽이 없이 양쪽이 대칭으로 뚫려있기 때문에 일차 공진음의 파장은 파이프 길이의 두배로 주어진다.

실제 타이어의 경우에 groove 파이프 내부의 공기 진동계에 가해지는 충격은 groove가 노면에 접지한 순간에 발생하는 충격교란으로 생각할 수 있다. 그림 4는 이

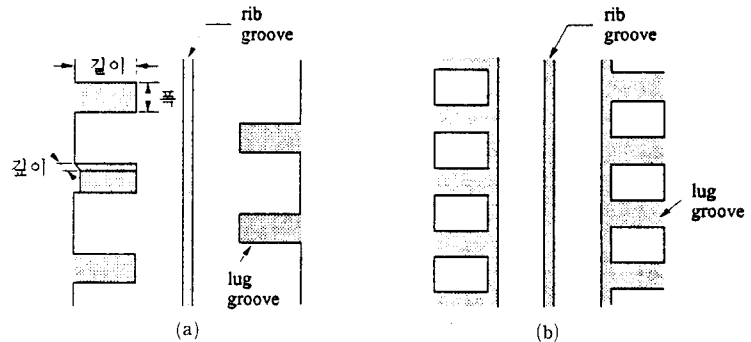


그림 2 Rib groove 유무에 따른 타이어 tread 패턴

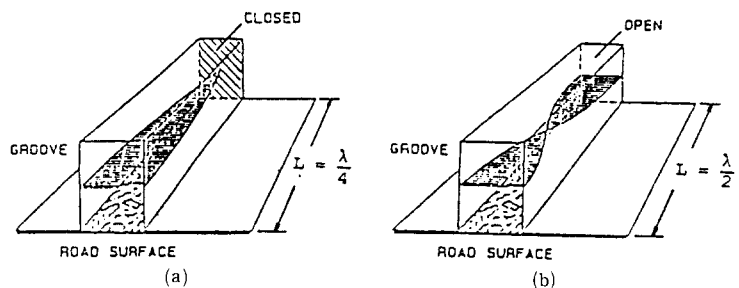


그림 3 Groove 등가 파이프내의 파형

가정을 뒷받침하는 한 측정 예로서 하나의 lug groove가 지면을 접지하기 전까지는 타이어 회전에 의해서 groove의 개방면에 평행한 tangential 속도가 발생하며, 이 결과 Bernoulli 정리에 의해서 groove 내부의 압력은 외부 대기 압력보다 낮게 된다. 따라서 groove가 노면과 접지하여 파이프 시스템이 구성된 직후에는 압력이 높은 외부로부터 압력이 낮은 파이프 내부로 공기가 흡입되는 "sucking" 과정이 일어난다. 이에 의해서 groove 근처에 설치된 측정 마이크로폰에 negative pressure가 걸리며, 이 현상은 그림 4의 접지 초기 순간에 나타나는 negative peak(a 점)로서 설명될 수 있다.

공기 sucking에 의해서 파이프 내의 진동계에 충격이 가해진 후에 이 진동계는 자체의 고유 진동수로

서 진동하며, 그 주파수는 그림 4에서 피크 사이의 시간 간격을 측정함으로써 결정할 수 있다. 한 예로 이 그림에서의 두 positive 피크 사이의 시간간격은 0.527 msec이며, 이것은 진동모드의 한 주기에 해당하며 고유진동수는 약 1.9 Hz가 된다.

Groove 진동계의 공진주파수에 대한 이상의 이론은 실제 실험결과와 비교함으로써 확인할 수 있다.

표 1은 lug groove의 길이변화에 따른 공진주파수의 이론치와 실측치를 비교해서 보여준다. 이 표에서는 3개의 각기 다른 lug groove 길이에 대한 공진주파수를 여러개의 속도에서 각각 측정한 결과를 이론치와 비교하고 있다. 대체로 실측치가 이론치보다 낮게 나타나고 있는데 그 이유는 groove가 노면과 접지할 때 변형에 의해서 파이프의 등가길이가 정지상태에 비

해서 증가하기 때문인 것으로 이해할 수 있다. 이론과 실험 사이에 존재하는 이같은 차이를 감안할 때 표 1의 결과는 상당히 만족스러운 것으로서 본 절에서 제시하는 groove 진동계의 이론을 뒷받치고 있다. 더우기 여러개의 다른 속도에서 측정한 공진주파수에 별다른 차이가 없다는 사실은 groove 진동계의 반응이 속도와 무관한 것임을 의미하며, 이 사실은 다음 절에서 논술하는 패턴 소음 발생기구에서 groove 진동계가 기본요소 중의 하나로서 이용될 수 있음을 암시한다.

파이프 내부 공기의 공진은 시스템에 존재하는 댐핑에 의해서 감쇠되어 앞의 그림에서 보듯이 감쇠 자유특성을 나타낸다. 댐핑의 크기는 감쇠율을 측정함으로써 실험적으로 결정할 수 있다. 댐핑이 클수록 groove 진동계의 스펙트럼 특성은 공진주파수를 중심으로 넓게 퍼지는 경향을 보인다(그림 5 곡선 a).

반면에 댐핑이 작은 경우에는 상대적으로 좁은 주파수 성분을 나타낸다(곡선 b). 이 논술에서 보듯이 groove 진동계의 특성은 전체 패턴 소음의 스펙트럼 특성과 밀접한 관계를 갖는다. 그림 6은 그림 4의 시간신호에 대응하는 스펙트럼 특성으로서, 1,575 kHz의 공진주파수를 중심으로한 원만한 분포형태를 보여준다.

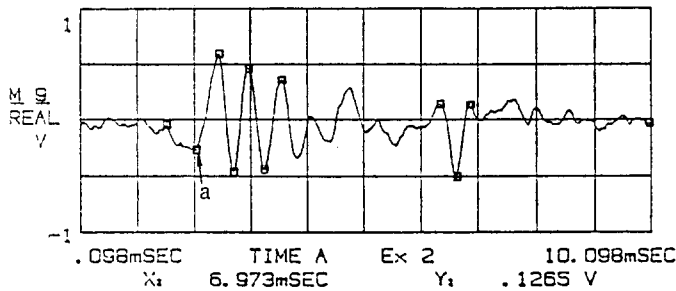


그림 4 단일 lug groove의 시간신호 특성

표 1 Lug groove 길이에 따른 공진 주파수

Groove 길이 (mm)	Pipe model에 의한 이론치 (Hz)	실 측 치	
		타이어회전속도 (km/h)	공 진 주 파 수 (Hz)
40	2,125	50	1,900
		70	1,900
		90	1,850
		110	1,890
30	2,833	2,649	
20	4,250	4,094	

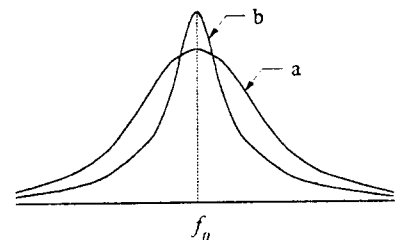


그림 5 댐핑에 의한 공진 주파수 폭의 변화

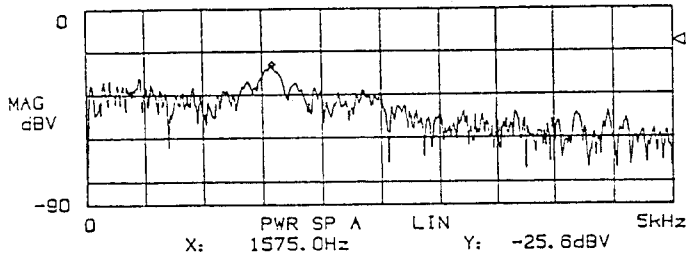


그림 6 단일 lug groove의 주파수 특성

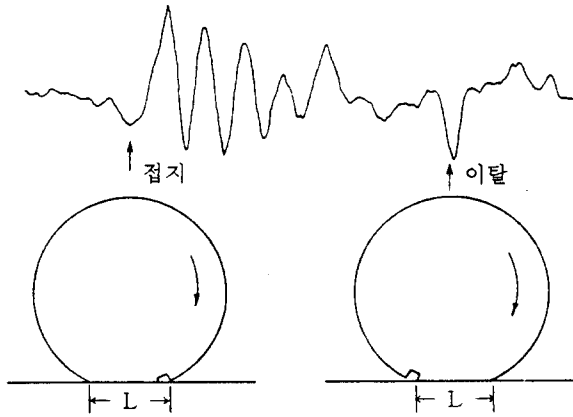


그림 7 단일 lug groove에서 발생하는 소음의 시간신호

앞의 그림 4에서 한 가지 주목할 부분은 초기의 감쇠자유진동이 끝난 후에 나타나는 또 하나의 큰 negative 피크이다. 이 피크는 lug groove가 이탈하는 순간에 groove 형태가 원상태로 복귀되면서 내부 부피가 증가하며, 이에 의한 groove 내부의 압력감소로 또 다른 형태의 sucking 현상이 일어나는 것이다(그림 7). 그러나 이 순간 lug groove 파이프 시스템은 없어지며, 따라서 groove 접지 초기의 sucking과는 달리 이탈시의 sucking은 그림 4에서 보듯이 그 자체로서 끝난다. 그럼에도 불구하고 이 현상은 실제 타이어 회전시에 groove 진동계의 전반적인 반응의 일부로 간주되어야 하기 때문에 다음 절에서 논술하는 패턴 소음발생 메카니즘에서 한 부분을 담당한다. 이외에도 lug groove series의 간격 등 전반적인 패턴과

속도에 대한 정보는 타이어 진동계에 가해지는 입력 신호에 반영되어 전반적인 소음 특성의 변화를 결정한다.

2.4 타이어 패턴 소음발생 기구
 거시적인 관점에서 볼 때 타이어 진동의 일차적인 모드는 shell 진동이며, 여기서는 이를 $s(t)$ 라고 표시하고 있다. Shell 진동계에 가해지는 입력신호는 타이어 표면의 패턴에 의해서 결정되는 lug groove에 의한 시리즈 신호가 될 것이다. Lug groove 하나의 반응이 이상적인 충격이라고 가정할 때 타이어 회전시에 발생하는 시리즈 신호는 다음 그림과 같이 충격시리즈로 나타낼 수 있다. 이 그림에서 충격 사이의 시간간격 T 는 패턴에 따른 lug groove 사이의 간격과 타이어 회전속도에 의해서 다음과 같이 나타낼 수 있다.



그림 8 이상적인 periodic impulse series

$$T = \frac{2\pi r \cdot 3,600}{vN} \quad (2)$$

여기서, r 은 타이어의 동하중 반경, v 는 회전속도, N 은 lug groove 수를 나타낸다.

그림 8의 충격시리즈로 주어지는 시간함수는 다음과 같은 δ 함수의 합으로 나타낼 수 있다.

$$I(t) = \sum_{k=-N}^N \delta(T - kT_i) \quad (3)$$

따라서 lug groove 진동계의 반응으로 이상적인 충격이라고 가정한다면 shell 진동계에 가해지는 입력신호는 $s(t)$ 와 $I(t)$ 의 convolution으로 주어진다.

$$X(t) = g(t) \times I(t) \quad (4)$$

윗 식으로 주어지는 입력신호 $x(t)$ 의 형태는 앞의 그림 4로 주어지는 단일 lug groove 반응함수 $g(t)$ 와 그림 8로 주어지는 $I(t)$ 를 이용해서 그림 9와 같이 schematic하게 나타낼 수 있다.

이 그림에서는 lug groove 반응함수가 중첩되지 않게 나타나 있으나 실제의 경우에는 패턴에 의해서 결정되는 lug groove 간격 및 타이어 회전속도에 의해서 결정되는 충격간격에 따라서 중첩되는 경우가 발생할 수 있다.

시간신호의 신호처리 이론에 의하면 시 공간에서 convolution으로 주어지는 함수의 스펙트럼은 convolve되는 개개의 함수의 스펙트럼의 곱으로 주어진다. 따라서 식 (4)로 주어지는 $x(t)$ 의 스펙트럼은 그림 6으로 주어지는 $g(t)$ 의 스펙트럼과 그림 8로 주어지는 $I(t)$ 의 스펙트럼과의 곱으로 주어진다.

다. $I(t)$ 의 스펙트럼은 충격간격 T 의 역수로 주어지는 주파수 간격을 갖는 또 하나의 충격시리즈이다. 따라서 $x(t)$ 의 스펙트럼은 다음 그림 10과 같이 나타낼 수 있다.

타이어 소음의 시간신호 $g(t)$ 는 2절에서 논술한 바와 같이 위의 과정을 거쳐서 결정된 입력신호 $x(t)$ 와 타이어 진동계의 반응함수 $s(t)$ 의 convolution에 의해서 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$y(t) = s(t) \times X(t) \\ = s(t) \times (g(t) \times I(t)) \quad (5)$$

타이어 소음발생 메카니즘의 모델은 이제까지의 모든 실험결과와 해외자료를 종합할 때 신뢰할만하다고 믿는다. 이 모델의 정확성은

모델을 결정하는 여러가지 파라미터들의 신뢰성에 의해서 결정됨은 물론이다. 특히 문제가 되는 것은 $s(t)$ 와 $g(t)$ 의 결정이다. 이들 함수를 결정하는 물리적 과정에 대해서는 앞의 2.2절과 2.3절에서 각각 논술하였으며, 이를 바탕으로 $s(t)$ 와 $g(t)$ 를 이론적으로 결정하는 것이 불가능하지는 않다. 이같은 이론적 과정에서는 진동계의 특성을 결정하는 초기 진폭, 공진주파수 및 댐핑 등이 결정되어야 한다. 이 중에서 공진주파수는 표 1에서 보듯이 이론에 의해서 실측치에 상당히 근사한 결과를 얻을 수 있으나 댐핑을 유발하는 모든 요소들을 이론적으로 체계있게 정립하기는 힘들다. 따라서 본 논문에서 제시하는 모델에서는 이론적 해석법을 기본으로 하고 신축결과를 가장

적절히 나타낼 수 있도록 보정하는 방법을 택하고 있다. 특히 초기진폭은 타이어 발생소음의 크기와 관련된 것으로서, 이의 결정은 순전히 실험결과를 바탕으로 한다. 그림 11은 실제의 파라미터들을 이용하여 식 (5)로 부터 유도된 합성된 시간산술의 한 예를 보여준다. 이러한 종류의 컴퓨터 합성신호는 패턴에 따른 타이어 소음의 특성을 예측 분석하는데 이용될 수 있다.

3. 맺음 말

본 고에서 제시한 타이어소음발생기구에 대한 수학적 모델은 실제 활용을 목적으로 정립된 것이다. 이 모델은 프로그램화 되어 타이어 패턴 소음 예측을 위한 컴퓨터 시뮬레이션에 활용되었다. 시뮬레이션에서는 전체 소음도 뿐만 아니라 스펙트럼 특성까지도 예측할 수 있으며, 몇가지 실추결과와 비교하여 만족스러운 수준의 일치를 확인하였다.

이 기술의 장점은 저소음 타이어 개발에 따르는 시간과 돈을 크게 절약할 수 있다는 것이다. 즉 타이어 설계자가 구상하고 있는 패턴을 컴퓨터에 입력함으로써 타이어의 기본기능을 손상하지 않는 범위에서 최선의 소음특성을 갖는 패턴을 결정할 수 있다. 선진 타이어 업체들은 이미 이같은 방법을 사용하고 있는 것으로 알려져 있으며, 이제 우리도 그 수준에 도달했다고 자부할 수 있다. 그러나 모든 과학기술이론이 그러하듯이 이 글에서 제시한 모델 역시 결코 완벽하다고 볼 수는 없다. 이 글의 내용이 국내 관심있는 학자들에게 시작할 수 있는 계기가 될 것을 기대하며, 국산 자동차의 저소음화 노력이 더욱 활성화 되기를 희망한다.

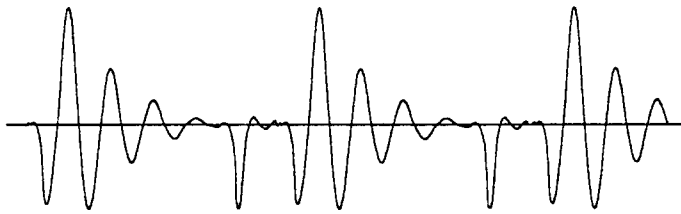


그림 9 입력신호 $x(t)$ 의 시간파형

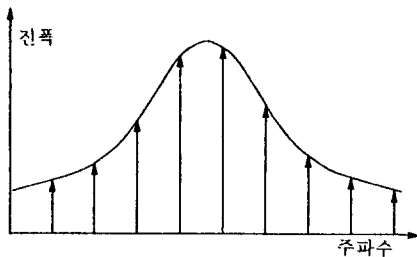


그림 10 $x(t)$ 의 스펙트럼 특성 (schematic)

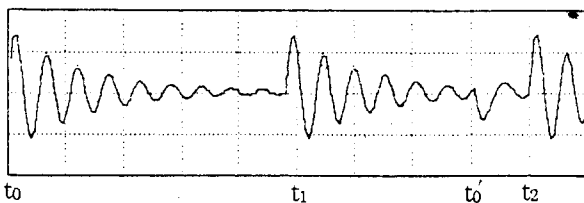


그림 11 합성된 시간신호

참고문헌

- (1) Richards, M. G., 1973, Automotive Tire Noise; A Comprehensive Experimental Study National Noise and Vibration Control Conference.
- (2) Plotkin, K. J., et al., 1981, Identification of Tire Noise Generation Mechanisms using a Roadwheel Facility, SAE Proceeding.
- (3) Wilken, I. D., et al., Research on Individual Noise Source Mechanisms of Truck Tires; Aeroacoustic Sources, SAE Paper 762022.
- (4) Reiter, W. F., et al., The Relationship between Truck Tire Vibration and Near and Far Field Sound Levels, SAE Paper 762021.
- (5) 은희준 등, 1987, 저소음 타이어 패턴 개발연구, KSRI-87-79-IR.