

크리트 가진법을 이용한 타이어특성에 따른 로드노이즈 예측 연구

Road Noise Prediction Based on Frequency Response Function of Tire Utilizing Cleat Excitation Method

박종호*. 황성욱**. 이상권†

Jong Ho Park, Sung Wook Hwang and Sang Kwon Lee

(2012년 4월 18일 접수 ; 2012년 6월 19일 심사완료)

Key Words : Vibro-acoustic Reciprocity(음향진동 상반원리), Road Noise(로드노이즈), TPA(Transfer Path Analysis : 전달경로분석), Cleat(크리트)

ABSTRACT

It is important for identification of noise and vibration problem of tire to consider influence of interaction between road and tire. A quantification of road noise is a challenging issue in vehicle NVH due to extremely complicated transfer paths of road noise as well as the difficulty in an experimental identification of input force from tire-road interaction. A noise caused by tire is divided into road noise(structure-borne noise) and pattern noise(air-borne noise). Pattern noise is caused by pattern shape of tire, which has larger than 500 Hz, but road noise is generated by the interactions between a tire and a vehicle body. In this paper, we define the quantitative analysis for road noise caused by interactions between tire and road parameters. For the identification of road noise, the chassis dynamometer that is equipped 10 mm×10 mm square cleat in the semi-anechoic chamber is used, and the tire spindle forces are measured by load cell. The vibro-acoustic transfer function between ear position and wheel center was measured by the vibro-acoustic reciprocity method. In this study three tires with different type of mechanical are used for the experiment work.

1. 서 론

자동차의 소음원의 명확한 규명은 저소음 자동차 개발의 출발점인 동시에 지름길이다. 자동차 내부 소음에 주요한 기여를 하는 소음 발생원은 크게 동력 전달계 소음, 흡배기계 소음, 그리고 타이어-노면 접촉에 기인하는 로드노이즈로 나눌 수 있다. 이 가운데 자동차 내부 소음 발생에 가장 크게 기여하는 소음원은 로드노이즈로써^(1,2), 동력 전달계 소음

및 흡배기계 소음의 경우 오랜 연구를 통해 상당 부분 개선하였지만, 그에 비해 로드노이즈는 상대적으로 큰 소음원으로 남겨져 있기 때문이다⁽³⁾.

로드노이즈의 정량적 예측은 자동차 NVH 분야에서 개선해야 할 문제로 대두 대고 있다. 타이어와 노면의 상호작용으로부터 발생하는 가진력을 실험적으로 측정하는 것이 매우 어렵고, 이는 매우 복잡한 전달경로에 기인하기 때문이다. 일반적으로 자동차 타이어의 주요 소음은 두 가지로 분류되는데, 구조기인 전달음인 로드노이즈(road-noise)가 공기기인 전달음인 타이어 패턴노이즈(pattern-noise)로 분류된다. 패턴노이즈는 타이어-노면의 접촉에 의해 발생한 소음이 공기를 거쳐 차량 내부로 전달되는 타이어 자체의 문제이며 500 Hz 이상에서 발생하나,

† 교신저자; 정회원, 인하대학교 기계공학과
E-mail : sangkwon@inha.ac.kr
Tel : (032)860-7305, Fax : (032)868-1716

* 정회원, 인하대학교 기계공학과

** 정회원, 넥센타이어

로드노이즈는 노면과 타이어 및 차체와 타이어와의 연관된 문제로서 분석과 개선이 어려우며, 500 Hz 이하의 주파수 대역에서 발생한다.

로드노이즈는 일반적으로 60~65 dBA의 피크를 가지며, 250 Hz이상의 주파수 대역에서는 주파수가 증가 할수록 감소한다. 1 kHz이상의 주파수대역에서는 소음레벨이 300 Hz의 소음 레벨에 비해 15 dBA 이상 낮기 때문에 차량 실내에 미치는 소음원으로써의 영향력이 현저하게 낮아진다⁽⁴⁾.

이 연구는 타이어의 특성에 따라서 로드노이즈에 미치는 영향을 분석하기 위해서 구조-음향 상반원리(vibro-acoustic reciprocity)를 도입하여, 차량의 전달함수를 측정하였으며, 크리트 가진법을 이용하여 타이어 가진력을 실험을 통해 구하였다. 측정된 가진력과 전달함수를 이용하여 서로 다른 기계적 진동특성에 대해 3가지 타이어를 이용하여 로드노이즈를 예측하고 타이어 특성에 따른 변화 및 특성에 대한 연구를 진행하여, 향후 실제 차량의 로드노이즈 소음저감 개발에 대한 방향을 제시하고자 한다.

2. 관련 이론

2.1 전달경로분석(transfer path analysis)

차량과 같이 다수 부품이 결합된 복잡한 시스템의 경우 다양한 경로를 통하여 차 실내 또는 외부로 소음이 전달된다. 특히, 구조기인 소음의 경우 차량이 주행 중에 노면과 타이어의 선단부의 상호작용에 의해 발생하는 진동이 차체의 전달경로(path)를 따라 전달되면서 차체, 프레임, 패널 등을 가진하여 실내에서 소음의 형태로 나타나기 때문에 다양한 소음 발생 메커니즘이 존재한다. 이러한 소음 발생에 대해 실내소음의 전달경로와 그 기여도를 파악하기 위해 전달경로분석(TPA: transfer path analysis)을 매우 광범위하게 사용하고 있다. 구조기인 소음에 대한 전달경로분석법의 이론식은 다음과 같다.

$$P_{\text{operation response}} = \sum_{i=1}^n P_i = \sum_{i=1}^n F_i^{\text{cal}} \times \frac{P^{\text{response}}}{F_i^{\text{input}}} \quad (1)$$

여기서, $P_{\text{operation response}}$ 는 실내에서 발생하는 구조기인 소음을 의미하며, F_i^{cal} 은 전달경로 i 입력 점에 작용하는 가진력, $P^{\text{response}} / F_i^{\text{input}}$ 은 전달경로 i 지점과 차실

음압 측정 지점 사이의 구조-음향 전달함수(vibro-acoustic transfer function)를 의미한다. 따라서 차실 구조기인 소음은 각 전달 경로에 작용하는 가진력과 입력 점과 차실 응답점 사이의 구조-음향 전달함수의 곱으로 나타나기 때문에 구동 중 가진력의 크기를 이용하여 각 경로의 응답점에 대한 기여도를 추정할 수 있으며, 시스템 구동 중의 가진력과 차체의 구조-음향 전달함수를 파악하는 것이 전달 경로 해석법의 핵심이다. 예를 들어, 타이어의 선단부 또는 너클에서의 가진력을 파악하는 방법은 전달경로상에 힘 센서(force transducer)를 부착하거나 노면형상을 직접 측정하는 직접법과 전달경로상의 진동 가속도를 이용하여 추정하는 간접법으로 나눌 수 있다. 직접법은 타이어 선단부 또는 너클에 부착하여 측정하거나 노면 형상을 스캔한 후 허츠 충격이론(Hertz impact theory)을 이용하여 가진력을 계산해야 하는 어려운 점이 있다⁽⁵⁾. 이러한 이유로 인해 주로 전달경로의 진동가속도를 사용하는 간접법을 이용하고 있다. 간접법은 전달경로의 특성과 시험 편의에 따라 동강성법(dynamic stiffness method)과 역행렬법(inverse matrix method)을 이용한다. 이 연구에서는 전달경로분석의 수행 절차 가운데 전달경로의 가진력을 실험을 통해 예측하지 않고, 로드셀(Load cell)을 이용하여 자동차의 실제 구동 중의 너클에서 발생하는 가진력을 직접 측정한다. 이렇게 직접 측정한 가진력을 전달경로분석 이론식에 적용하여 기존의 가진력 예측 과정에서 동반되는 가진력 예측에 대한 어려움과 실험상, 수식상의 오차를 줄일 수 있다.

2.2 음향진동 상반 원리

구조-음향 전달 함수를 측정하기 위해서는 구조물을 직접적으로 가진하는 가진 망치(impulse hammer)를 사용하는 방법과 상반원리에 근거하여 음향 가진기(loud speaker)를 이용하는 방법이 사용된다. 여기서, 구조-음향 상반 원리란 Fig. 1과 같이 구조물에 외력이 작용할 때 발생하는 구조기인 소음과 음원에 의하여 형성된 음장에 대한 관벌의 응답 사이의 관계에 대한 것으로, 구조물의 r_i 지점에 가진력이 주어질 때 발생된 관벌의 진동에 의해 r_k 지점에 형성된 음압과, 외력이 없을 때 r_k 지점에 위치한 음원에 의해 구조물 r_i 지점에 발생된 진동

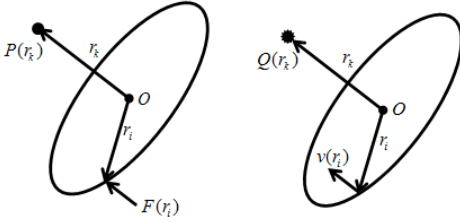


Fig. 1 Illustration for the application of the reciprocity theory to interior noise analysis

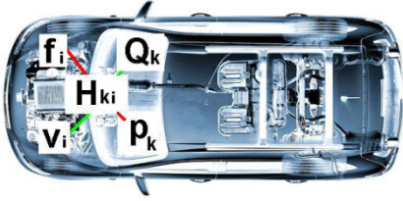


Fig. 2 Illustration for modeling of vibro-acoustic reciprocity in a vehicle

속도는 식 (2)와 같은 상관관계를 갖는다.

$$\frac{P(r_k)}{F(r_i)} = -\frac{v(r_i)}{Q(r_k)} \quad (2)$$

여기서, $P(r_k)$ 와 $Q(r_k)$ 는 각각 r_k 지점에서의 음압과 단극자 체적 속도를 의미하고, $F(r_i)$ 와 $v(r_i)$ 는 각각 r_i 지점에서의 가진력과 진동속도를 의미한다.

즉, 식 (2)는 전달 경로상의 입력 i 와 실내의 임의의 지점 출력 k 사이의 구조-음향 전달함수 H_{ki} 는 그 역으로 차량 실내의 음압 측정점에서의 입력 k 와 전달경로 지점의 출력 i 가 이론적으로 같음을 말한다. Fig. 1과 Fig. 2는 이러한 관계를 도식으로 나타낸 것이다. 이 연구에서는 이러한 음향진동 상반원리를 적용하여 전달경로와 응답지점 사이의 전달함수를 실험적으로 측정하고 비교함으로써 실험적인 편의성과 신뢰성을 높이고자 하였다.

3. 실험 구성 및 데이터 해석

3.1 타이어 전달 특성 분석 실험

타이어 주파수 응답함수를 측정하기 Fig. 3, 4와 같이 타이어 모달 시험장비(tire modal test equipment)에 시험 타이어를 장착하고, 실험 차중 현대

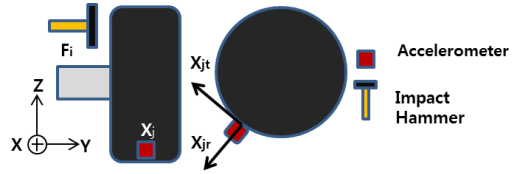


Fig. 3 Pictorial explanation for the modal testing of a tire

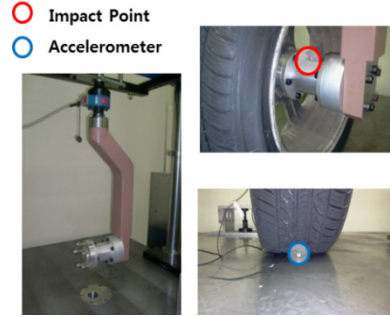


Fig. 4 Excitation and response point for the modal test of a tire

YF Sonata 2.0 LPG 모델 중량의 1/4, 약 4500 N의 하중을 가한다. 이는 실제 주행 중에 타이어에 수직방향으로 가해지는 하중의 영향을 고려하기 위함이다. 타이어와 노면이 접촉하는 선단 부에 최대한 가깝게 가속도 센서가 위치 할 수 있도록 부착한다. 다음으로는 너클에서 가진 망치를 이용하여 수직방향(Z-direction)과 차량 주행 방향(X-direction) 주파수 응답함수를 얻는다.

주파수 응답함수를 측정된 타이어는 총 3종류이며, 실험에 사용된 장비 목록은 Table 1과 같다. 타이어의 휠과 연결된 축 부분을 실제 차량의 너클(Knuckle) 이라고 가정하고, 이 부분에서의 가진력에 의해서 발생된 타이어 선단부 진동 가속도의 관계는 식 (3)과 같은 주파수 응답함수(FRF) H_{ij} 로 표현 가능하다.

$$H_{ij} = \frac{X_j}{F_i}, \quad [H]_{Tire-Knuckle} = \begin{bmatrix} \ddot{x}_{tr} & \ddot{x}_{tr} \\ f_{kx} & f_{kx} \\ \ddot{x}_{tr} & \ddot{x}_{tr} \\ f_{kz} & f_{kz} \end{bmatrix} \quad (3)$$

여기서, F_i 는 입력 점 i 에서의 가진력이고 X_j 는 출력 점 j 에서의 진동 응답을 의미한다. 또한 f_{kx} 는

Table 1 Devices of tire frequency response function test

Device	Device name
Equipment	Tire modal test equipment
Impulse hammer	Endevco modal hammer 2302-5
Accelerometer	Endevco 65-10 triaxial ICP
FFT analyzer	LMS Test.lab 10B
Data acquisition module	LMS SCASDAS Mobile 32CH

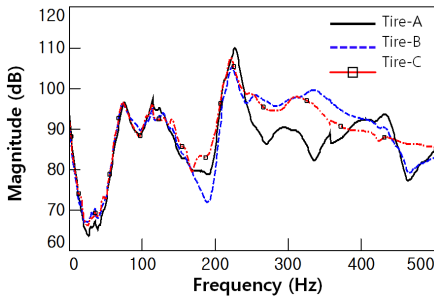


Fig. 5 Frequency response function of three tires

너클(k)에서의 X 방향 입력 가진력이고, f_{kz} 는 너클(k)에서의 Z 방향 입력 가진력, \ddot{x}_r 은 타이어 선단부에서의 반지름(raidal) 방향 응답 가속도, \ddot{x}_t 는 타이어(t) 선단부에서의 법선(tangential) 방향 응답 가속도를 의미한다. 타이어 주파수 응답함수 측정 시 분해능은 1 Hz이고, 샘플링 주파수는 2048 Hz이다.

Fig. 5는 3종류의 타이어에 대한 주파수 응답함수를 나타낸 것이고, Fig. 6과 Fig. 7, Fig. 8은 이러한 주파수 응답함수의 특성을 부밍노이즈, 캐비티노이즈, 립블노이즈로 분류하여 나타낸 결과이다. 부밍노이즈는 차량의 가속시나 감속시 또는 정속 주행시, 특정한 엔진회전수에 도달할 때 귀를 압박하는 소음으로써, 주로 200 Hz 이하의 순음에 가까운 소리이다. 캐비티노이즈는 타이어 내부의 공동에 의해 발생하는 날카로운 주파수의 소음을 의미한다. 립블노이즈는 노면의 거칠기에 따라 발생하는 소음으로써, 거친 노면에서는 ‘우르릉’ 소음으로 유입되며, 다소 거친 노면에서는 ‘와글와글’ 소음으로, 부드러운 노면에서는 차량에 따라 피크성 단일음으로 유입되기도 한다.

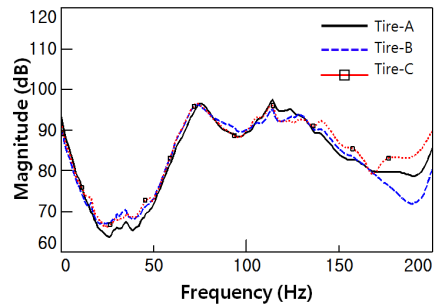


Fig. 6 Frequency response function of three tires (20~200 Hz)

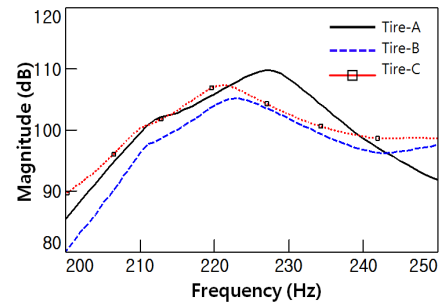


Fig. 7 Frequency response function of three tires (200~250 Hz)

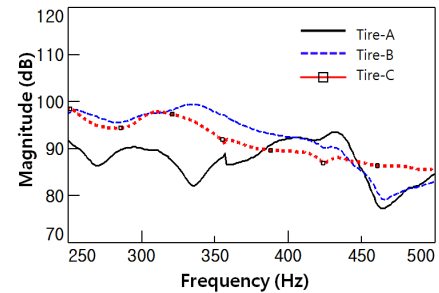


Fig. 8 Frequency response function of three tires (250~500 Hz)

Fig. 6은 부밍노이즈(boom noise) 구간으로써 20~200 Hz의 주파수 범위를 갖는다. 180 Hz 대역을 제외한 전 주파수 범위에서 1 dB 이내의 차이를 보인다. Fig. 7은 캐비티노이즈(cavity noise) 구간으로써 200~250 Hz의 주파수 범위를 갖으며, 자동차 타이어의 특성을 가장 잘 나타내는 주파수 범위으로써 220 Hz 근방에서 피크를 갖는다. 타이어 A가 110 dB로 가장 큰 레벨을 갖고 타이어 B와 C는 타이어

A에 비해 5 dB 가량 낮은 피크를 갖는다. Fig. 8은 럼블노이즈(rumble noise) 구간으로써 250~500 Hz의 주파수 범위를 갖으며, 450 Hz 부근을 제외한 전 구간에서 타이어 B가 높은 레벨을 갖는다. 또한 캐비티노이즈 구간에서 가장 높은 피크를 갖는 타이어 A는 상대적으로 이 구간에서 낮은 레벨의 경향을 보인다. 이 세 주파수 대역을 통해 실제 차량 주행 중에 발생하는 로드노이즈의 경향 예측이 가능하다. 차량의 캐비티노이즈 특성을 가장 잘 나타내는 타이어 A가 주행 중 220 Hz 부근에서 가장 높은 음압 레벨을 나타낼 것이라고 예상된다. 다른 주파수 대역에서는 주행 중 가진력의 크기에 따라 다른 결과가 나타날 수 있다⁽¹⁾. 이러한 타이어 주파수 특성은 타이어의 설계인자에 많은 영향을 끼치며, 이러한 특성이 실제 주행 중에 발생하는 로드노이즈에 지대한 영향을 끼친다. 이 연구에서는 이러한 서로 다른 주파수 특성을 갖는 3종류의 타이어가 차량을 가진하여 차량의 구조진동(structure-borne) 전달에 기인하는 소음이 차량의 전체 로드노이즈에 끼치는 영향에 대해 분석하고 정량화하는데 목표를 두었다.

3.2 구조-음향 전달함수의 측정

음향학적 상반 원리를 이용한 구조-음향 전달함수(vibro-acoustic transfer function)를 측정할 때에는 가진원으로써 무지향성(omni-direction)의 음원이 사용되어야 하는데, 이 음원은 저주파를 발생시켜 차체를 충분히 가진할 수 있는 음향 파워(sound power)를 가져야 한다. 측정 시험에 사용한 라우드 스피커(loud speaker)는 20~800 Hz의 중/저주파수 대역까지 충분히 음향 가진할 수 있는 것으로써 Fig. 9와 같이 운전석 귀 위치에 설치하였고, 전달경로로 설정한 차량의 휠 중앙 부에 3축 가속도 센서를 설치하였다. 라우드 스피커를 이용하여 음압 가진 시 발생하는 응답 가속도를 측정하여 차량 실내 운전석 귀 위치와 차량 휠 중앙 부 사이의 구조-음향 전달함수를 측정하였다. 구조-음향 전달 함수 측정 시 가진원이 되는 타이어를 탈거하고, 차량 리프트 장비를 이용하여 차량을 공중에 거치 시킨 후 실험을 진행하였다. 타이어가 장착되어 있고 노면과 접촉해 있는 상태에서 실험을 진행하면 가진원으로 작용하는 타이어의 전달 특성이 포함되고, 노면과의 상호 작용에 의해 정확한 실험이 불가능하다. 따라

서 이러한 영향을 배제하기 위해 차량 리프트 장비를 이용하여 차량을 노면과 격리시키고, 리프트 장비와 차량 사이의 상호 작용에 의한 전달 특성 오류를 배제하기 위해 리프트와 차량이 맞닿는 부분에는 절연 고무를 삽입하여 절연 상태를 유지하였다. 모든 실험은 반무향실 내에서 진행하여 최대한 자유음장에 가깝게 구성하였다. 실험과 관련된 장비 목록은 Table 2와 같다.

차량 실내의 음압 측정 지점과 휠 중앙 부 사이의 구조-음향 전달함수 H_{VA} 는 입력 신호를 라우드 스피커에서 발생하는 음향 파워 Q_{cabin} 로 하고, 응답 신호는 라우드 스피커에 의해 너클에서 발생하는 x방향 가속도 $\ddot{x}_{Wheel\ Center/x}$ 와 z방향 가속도 $\ddot{x}_{Wheel\ Center/z}$ 로 하면, 식 (3)과 같이 정리 할 수 있다.

$$[H_{VA}] = \begin{bmatrix} \ddot{x}_{Wheel\ Center/x} \\ Q_{cabin} \\ \ddot{x}_{Wheel\ Center/z} \\ Q_{cabin} \end{bmatrix} \quad (3)$$

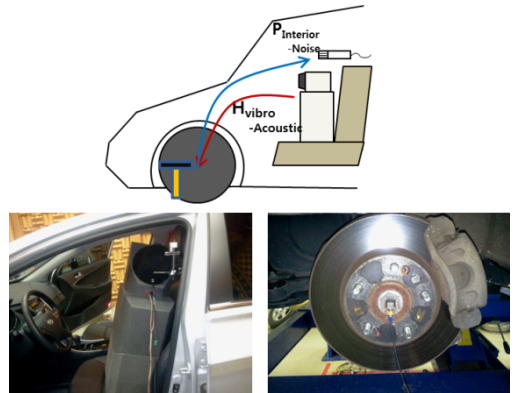


Fig. 9 Experimental set-up for vibro-acoustic transfer function

Table 2 Devices of vibro-acoustic transfer function test

Device	Device name
Vehicle	Hyundai YF SONATA 2.0 LPG
Acoustic exciter	LMS Q-Source
Accelerometer	Endevco 65-10 Triaxial ICP
FFT analyzer	LMS Test.lab 10B
Data acquisition module	LMS SCASDAS Mobile 32CH

식 (3)의 구조-음향 전달함수를 시스템 응답함수에 적용하여 식 (4)와 같이 표현할 수 있다.

$$[P_{cabin}] = [H_{VA}][f]^{Wheel\ Center} \quad (4)$$

여기서 P_{cabin} 은 차량 실내에서 측정되는 음압레벨이고, $f^{Wheel\ Center}$ 은 휠 중앙에서 발생하는 가진력이다. Fig. 10은 차량 실내 음압 측정 지점과 휠 중앙 사이의 구조-음향 전달함수이다. 측정 신호 주파수 분해능은 1 Hz로 설정하였고, 샘플링 주파수는 2048 Hz이다.

3.3 크리트(cleat) 구동 실험을 통한 가진력 측정

Fig. 11과 같이 실험용 타이어를 10 mm×10 mm 크기의 크리트를 부착한 차대동력계(chassis dynamometer)장비에 장착한 뒤 실험 용 차량의 1/4 중량인 4500 N을 수직 방향으로 가한다. 이러한 상태에서 정속 60 km/h의 속도로 구동하고, 휠 중앙부의 가진력은 로드셀이 장착된 1/4 차량 모델 장비를 사용 하였다. 실제 차량을 차대동력계를 이용하여 실험을 진행할 경우 휠 중앙부에 가진력을 측정할 수 있는 장비를 사용할 수 없기 때문이다. 기존의 많은 연구에서는 전달경로분석의 과정에서 가진원의 가진력을 직접 측정하지 않고, 동강성법이나 역행렬법 등을 사용하여 가진력을 예측하여 적용하였다. 이러한 과정에서 많은 시간과 노동력이 소요되고, 실험 오차 및 예측 과정에서의 오차 등이 수반되기 때문에 직접적으로 가진력을 측정하여 적용하는 방법은 전달경로분석에 있어서 보다 높은 신뢰성을 얻을 수 있다.

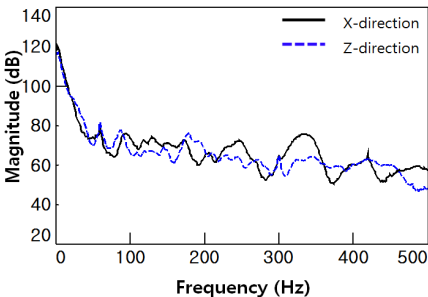


Fig. 10 Vibro-acoustic transfer function between wheel center and driver’s ear point

크리트를 장착한 차대동력계 구동실험을 통해 가진력을 측정하고 이에 대한 로드노이즈를 분석하는 이유는 구동 중에 발생하는 타이어 선단부에 입력되는 가진력을 임펄스(impulse) 신호화하여 모든 주파수 대역으로 가진하기 위함이다. 실험을 통해 차량의 주행방향(X-direction)과 수직방향(Z-direction)의 구동 중 휠 중앙부 가진력이 측정된다.

Fig. 13은 3가지 타이어의 휠 중앙부의 측정된 가진력에 대한 데이터이다. 주행방향은 80 Hz 부근에서 157 dB의 피크를 가지며, 이는 약 80 N이다. 또한 수직방향은 150 dB의 피크를 가지며, 이는 약 35 N이다. 전반적으로 차량의 주행방향인 X방향의 가진력이 수직 방향인 Z방향의 가진력에 비해 전체적으로 더 높은 레벨을 가지며, 이는 실제 주행 시 발생하는 가진력은 주행방향에 대해서 상대적으로 더 높은 값을 가짐을 말한다.

Fig. 14(a)와 (b)는 x방향과 z방향에서의 휠 중앙부 가진력을 비교한 것이다. 90 Hz 부근의 피크점은 타이어의 1차 공진 특성과 일치하고, 180 Hz,

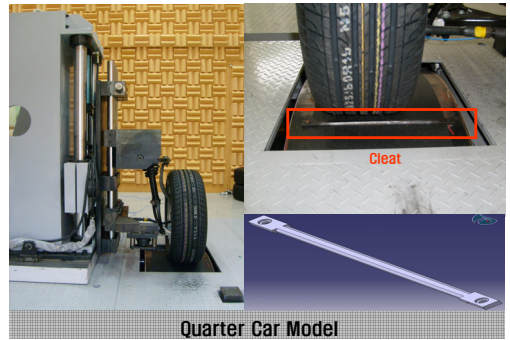


Fig. 11 Experimental set-up of a rolling cleat to measure the excitation force in a wheel center

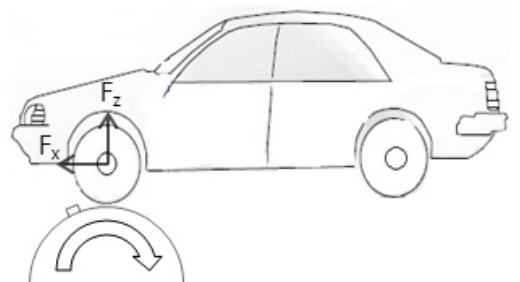


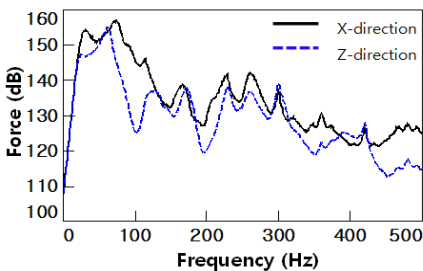
Fig. 12 Measurement of excitation force based on a cleat test

260 Hz 부근의 피크점은 이에 대한 하모닉 성분이 다. 타이어 캐비티(cavity) 특성을 보이는 220 Hz 부근에서 타이어 A의 경우 145 dB이고, 타이어 B의 경우 133 dB, 타이어 C의 경우 135 dB의 피크를 갖는다. 이는 앞서 실험한 타이어 전달특성 분석 실험에서 보이는 바와 같이 타이어의 캐비티 특성과 일치하는 경향을 보인다. 즉, 타이어와 노면의 상호 작용에 의해 발생하는 휠 중앙부의 가진력은 타이어의 전달특성과 결부됨을 의미한다. 250 Hz 이상의 럼블노이즈 구간에서는 힘의 값을 decibel(dB)로 표현하면 차이가 있어 보이지만, newton(N)으로 변환할 경우 최대 8 N의 피크를 갖고 나머지 구간에서는 3 N 이하의 값을 보이므로, 타이어 특성과는 크게

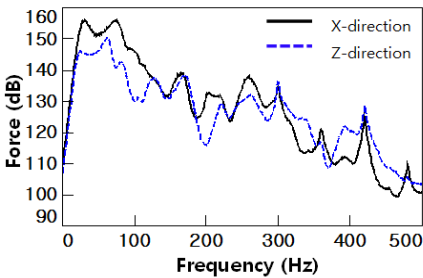
연관이 없음을 알 수 있다.

3.4 크리트 구동 실험을 통한 차량 실내 음압레벨 측정

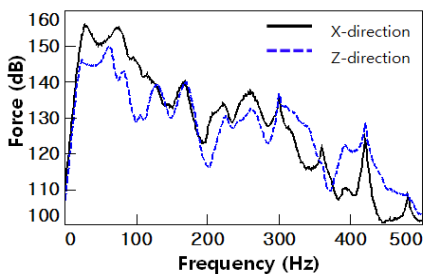
크리트가 부착된 차대동력계의 구동 중 발생하는 차량 실내 음압레벨을 측정하기 위해 3가지 종류의 타이어가 장착된 실험용 차량을 순서에 따라 Fig. 15와 같이 거치시킨다. 실험에 사용된 차대동력계는 차량의 좌측 앞 타이어만을 구동 시킬 수 있는 장비로써, 차량의 파워트레인이 정지한 상태에서 60 km/h의 속력으로 정속 주행 중의 차량 실내 음압레벨을 운전자의 귀 위치에서 측정한다.



(a) Tire-A

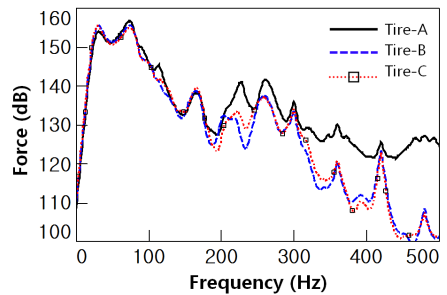


(b) Tire-B

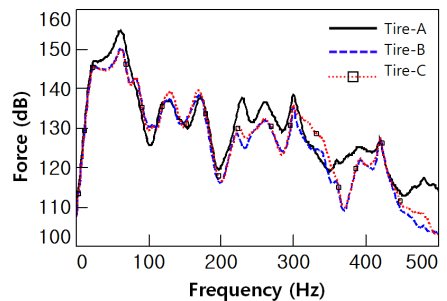


(c) Tire-C

Fig. 13 Measured wheel center force for 3 type of tires



(a) x-direction



(b) z-direction

Fig. 14 Comparison of excitation forces measured on the wheel center



Fig. 15 Photo explanation for the rolling cleat test to measure the sound pressure in a vehicle

파워트레인을 정지시킨 상태에서 실험을 진행한 이유는 차량이 주행 중에 발생하는 여러 가지 소음원 가운데 큰 부분을 차지하는 파워트레인에 의한 소음 및 흡배기계 소음을 배제하여, 로드노이즈의 정량적 분석의 신뢰성을 높이기 위해서이다. 기존에 사용한 3종류의 타이어에 대하여 실험을 진행하였으며 분해능은 1 Hz이고 샘플링은 2048 Hz이다.

4. 로드노이즈 및 기여도 분석

크리트 구동 실험을 통해 측정된 휠 중앙부 가진력과 구조-음향 전달함수를 식(4)에 적용하여 구동 중에 발생하는 차량 좌측 앞 타이어에서 발생하는 로드노이즈를 분석하였다. Fig. 16은 서로 다른 3종류의 타이어를 탑재하여 측정된 실내 소음에 대한 비교이다. 그리고 Fig. 17은 동일한 실험에서 식(4)의 크리트 가진 장비의 구동실험을 통해 전달경로분석기법을 이용하여 예측된 로드노이즈 분석 결과이다. 타이어 1차 공진의 특성을 보이는 90 Hz 부근과 캐비티 공명음의 특성을 보이는 220 Hz 부근의 경우 차량 실내에서의 음압 데이터와 동일한 주파수 대역에서 피크점을 갖는다.

Table 3은 크리트 구동실험 중 차량 실내에서 측정된 음압레벨을 Boom, 캐비티, 럼블노이즈 구간을 나누어 각각의 대역에서 피크값을 나타낸 것이다. Boom노이즈 구간에서는 3종류 타이어 모두 52 dBA의 값을 갖고, 럼블노이즈 구간에서는 35~36 dBA의 유사한 피크 레벨을 가지나, 캐비티노이즈 구간에서는 타이어 A의 경우 42 dBA, 타이어 B는 37 dBA, 타이어 C는 40 dBA의 값을 갖는다.

Table 4는 전달경로분석을 통해 예측한 각 타이어 별 로드노이즈를 각각의 구간 별로 나타낸 결과이다. Boom과 럼블노이즈 대역에서는 세 종류의 타이어 모두 40 dBA, 35 dBA의 유사한 피크 음압레벨을 가지나, 캐비티노이즈 대역에서는 피크값이 최대 14 dBA의 차이를 나타낸다. 이는 타이어 전달특성에서 분석한 결과와 마찬가지로 타이어 A, C, B 순서의 레벨 차이로 캐비티 공명음이 발생하는 구간에서의 타이어 전달특성과 동일하게 로드노이즈의 분석 결과도 뚜렷한 차이가 나타난다.

로드노이즈가 차량 실내에서 발생하는 소음에 대

한 기여도를 분석하면 다음과 같다. Boom노이즈 구간에서의 피크값을 갖는 90 Hz와 160 Hz 부근에서는 약 12 dBA의 차이를 보이며, 이는 상대적으로 낮은 기여도를 가짐을 의미한다. 캐비티노이즈 구간에서의 피크값을 갖는 220 Hz 부근에서는 높은 캐비티 공명음의 특성을 갖는 타이어 A의 경우 2 dBA의 차이로 상당히 높은 기여도를 갖는다. 하지만 타이어 B와 타이어 C의 경우 10~11 dBA의 차이를 보인다. 이는 낮은 캐비티 공명음의 특성을 갖는 타이어의 경우 소음의 기여도가 낮음을 의미한다. 럼블노이즈 구간에서는 15 dBA 이상의 차이를 보이며 낮은 기여도를 갖는다.

이 연구 결과를 통하여 알 수 있는 것은 타이어의 특성차이에 기인하는 실내 소음의 차이는 예측된 실내 소음의 차이와 동일한 주파수와 동일한 크기로 나타난다는 것이다.

측정값과 예측값의 차이는 차대동력계의 구동에 의해 발생하는 배경 소음과 우측 타이어의 구동에 의한 가진력의 영향으로 발생하는 구조기인 소음인 로드노이즈로 볼 수 있다. 크리트 구동 시험은 1/4 차량 모델을 기본으로 하여 좌측 앞 타이어의 구동 실험을 하는 장치이다. 좌측 앞 타이어가 구동되는 동안 크리트에 의한 충격력이 발생하고, 이에 의한 소음이 실내로 유입된다. 이러한 과정과 동시에 우측 앞 타이어 또한 원통형 구름판 위를 회전하기 때문에 우측 타이어에서 발생하는 가진력이 실제 차량 실내에서의 음압레벨에 영향을 미친다.

Table 3 Measured SPL peak level of each band

Tire type	Boom (20~200 Hz)	Cavity (200~250 Hz)	Rumble (250~500 Hz)
A	52 dBA	42 dBA	36 dBA
B	52 dBA	37 dBA	35 dBA
C	52 dBA	40 dBA	35 dBA

Table 4 Estimated road noise peak level of each band

Tire type	Boom (20~200 Hz)	Cavity (200~250 Hz)	Rumble (250~500 Hz)
A	40 dBA	40 dBA	35 dBA
B	40 dBA	26 dBA	35 dBA
C	40 dBA	30 dBA	35 dBA

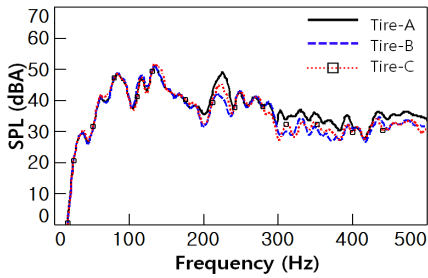


Fig. 16 Comparison of the measured interior noise in a vehicle with three different types of tires

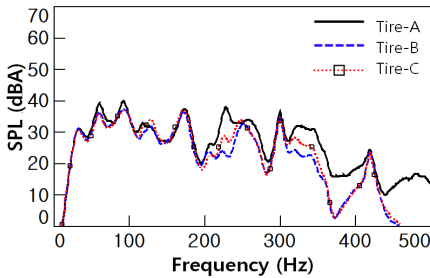


Fig. 17 Comparison of the estimated interior noise in a vehicle with three different types of tires

5. 결 론

이 연구에서는 기존의 전달경로분석법에서 가진 원의 가진력을 예측하는 동강성법과 역행렬법을 배제하고 실제 실험을 통한 측정을 통해 타이어 로드노이즈를 정량화하였다. 또한 각기 다른 타이어의 전달특성을 분석하고, 이에 따른 휠 중앙부에서의 가진력 및 로드노이즈 예측결과와 비교하여 차량 주행 중 발생하는 로드노이즈를 분석하였다. 그 결과는 다음과 같다. 높은 캐비티 공명음의 특성을 갖는 타이어의 경우 200~250 Hz 부근에서 더 높은 레벨의 가진력과 로드노이즈 음압레벨을 갖는다. 또

한 차대동력계를 이용한 크리트 구동 실험을 통해 차량에서 발생하는 파워트레인 소음 및 흡배기계 소음을 배제하여 보다 신뢰도 높은 로드노이즈 분석 기법을 구축하였다. 이 연구의 확장을 위해 실제 도로 주행을 통한 로드노이즈 분석을 진행 중에 있다.

후 기

이 논문은 2010년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 연구임 (No. 2010-0014260). 이 연구를 지원하여 준 ㈜백셀 타이어에 감사드립니다.

참 고 문 헌

- (1) Sandberg, U. and Ejsmont, J. A., 2002, Tyre/road Noise Reference Book, Informex, Sweden, pp. 43~154.
- (2) Kim, S.-J. and Lee, S.-K., 2007, The Analysis of Vehicle Interior Noise by the Powertrain and Measurement of Noise Transfer Function using Vibro-acoustic Reciprocity, Proceedings of the KSNVE Spring Conference, KSNVE07S-18-04.
- (3) Ir. W. van Keulen and Dr. ir. M. Duskov, 2005, Inventory Study on Basic Knowledge on Tyre/road Noise, IPG Project Report DWW-2005-022.
- (4) Harrison, M., 2004, Vehicle Refinement: Controlling Noise and Vibration in Road Vehicle, SAE International, pp. 179~181.
- (5) Fujikawa, T., Koike, H. and Oshino, Y., 2003, Relation between Road Roughness Parameters and Tyre Vibration Noise - Examination Using a Simple Tyre Model, Inter-noise Congress, pp. 862~865.