

## SEA를 이용한 승용차 타이어의 소음/진동 특성 해석

### Vehicle tire Noise/Vibration Characteristic Analysis using SEA(Statistical Energy Analysis)

김윤철\* · 채장범\*\* · 강기석\*\*\* · 이상주\*\*\*\* · 이승규\*\*\*\*

Yunchul Kim, Jangbom Chai, Kiseok Kang, Sangju Lee, Seungkyu Lee

**Key Words** : SEA(Statistical Energy Analysis), stiffness multiplier

#### ABSTRACT

The study on reducing vehicle noise and vibration has gained much attention to ensure the comfortability as well as the safety. These days, in this paper, we applied Statistical Energy Analysis(SEA) to characterize the tire assembly, which is useful analytical tool for mid- and high-frequency range. First, the SEA tire model was developed by dividing the tire and the wheel into several subsystems. The material properties were estimated experimentally. Finally, the SEA model was validated by comparing the estimated and the measured. In addition, we investigated the energy level and the energy transferring paths through the tire assembly in different frequency region.

#### 1. 서론

자동차 제조 기술이 발달함에 따라 안전성 측면은 물론, 보다 쾌적한 환경을 추구하고자 하는 소비자의 욕구가 점차로 증가하고 있다. 최근 이러한 경향에 따라 자동차 제조 회사들은 승용차에서 발생하는 소음/진동을 해석하여 이를 효과적으로 줄이려는 노력이 있어왔다. 그런데, 지금까지 소음/진동 해석에 주로 사용되었던 유한요소법은 주행 안정성이나 내구성과 밀접한 관련을 가지고 있는 저주파수 영역에서는 유용하였으나 승차감과 밀접한 관계를 갖는 중·고주파수 영역에서의 소음/진동 문제에 적용하기 어렵다는 문제가 있다. 여기에는 여러 가지 이유가 있겠지만 크게 두 가지를 든다면 다음과 같다. 첫째, 유한 요소법은 중·고주파수 대역을 해석하기 위해서는 상당히 많은 고유 진동수를 구하여야 하는데 이때 수치적 오차로 인하여 구하여진 고유 진동수의 값은 실제와 많은 차이가 나기 때문에 예측 결과를 신뢰할 수 없다. 둘째, 저주파수 대역에서의 구조물의 거동은 모드 응답 특성이 분명히 나타나서 유한 요소법으로 해석이 가능하나 중·고 주파수 대역에서의 거동은 모드 응답 특성이 사라져서 유한 요소법으로 해석하면 특성 예측이 어렵다. 이에 대해 고주파수 대역에서의 진동과 소음의 응답 측정치의 변화가 측정 오차의 한계를 벗어남으로 고주파수

대역에서의 해석은 결정적인 방법이 아닌 통계적 방법으로 수행하여야 한다<sup>1)</sup>는 연구도 있다.

이와 같은 이유로 통계적인 수치를 다루는 Statistical Energy Analysis(SEA) 기법이 중·고주파수 해석에 주목을 받게 되었다. SEA는 1985년 DeJong에 의해 자동차 실내 소음/진동 해석을 36개의 서브시스템으로 모델하여 자동차에도 적용되기 시작하였다<sup>2)</sup>. 이 모델은 매우 간단한 모델이었지만 유한 요소법으로 해석이 불가능한 영역의 소음/진동을 해석하였다. 이후 자동차 제조 회사는 자체적인 SEA 모델을 개발하기 위해 많은 노력을 기울였고 설계 단계에서 SEA 모델에 의해 소음/진동 특성을 검증된 차량들이 출시되기 시작하였고 이를 더 확장하여 자동차 부품에까지 SEA를 적용하려는 노력이 있어 왔다. 타이어의 경우는 자동차의 일부분으로 자동차 성능에 중요한 역할을 수행하고 있음에도 불구하고 그 연구 개발에 대한 노력은 자동차 생산 업체에서는 SEA의 적용 가능성만이 검토되었고<sup>3),4)</sup> 설계 단계에서 모델을 이용하여 설계 방향을 정하는 단계에는 도달하지 못하여, 타이어 회사에 SEA 모델을 요구하고 있는 실정이다. 본 연구에서는 승용차 타이어의 설계 과정에서 SEA를 이용하여 소음/진동에 대한 설계 방향을 정할 수 있도록 타이어에 대한 SEA 모델을 구성한다. 타이어의 SEA 모델 구성을 위해 먼저 간단한 SEA 이론을 살펴본 후 SEA 모델을 구성하게 된다. 그리고 모델에 사용되는 물성치를 실험을 통해 구하여 모델에 반영하고, 이렇게 구성된 모델을 실험을 통해 검증하게 된다. 검증된 모델을 이용하여 타이어에 작용하는 주파수별 에너지 레벨과 에너지의 전달 경로를 비교하게 된다.

\* (주)엠앤디

\*\* 아주대학교 기계 및 산업공학부 부교수

\*\*\* 아주대학교 기계공학과

\*\*\*\* 한국타이어 NVH연구팀

## 2. Statistical Energy Analysis

타이어에 대한 SEA 모델을 구성하기에 앞서 먼저 SEA 이론<sup>5)</sup>에 대해서 간략히 살펴보도록 하겠다.

SEA에서 두 개의 서브시스템간의 에너지의 전달에 대해 나타낸 것이 그림 2.1에 나타내었다. SEA는 두 개의 서브시스템간에 작용하는 에너지는 모달 에너지(modal energy)의 차이에 비례한다는 것을 기본으로 한다. 그림 2.1에서 각 서브시스템은 외부로부터 에너지를 전달( $\Pi_1, \Pi_2$ )받아, 내부 댐핑에 의해 에너지를 외부로 방출( $\Pi_{1,diss}, \Pi_{2,diss}$ )하고 서브시스템 상호간에 에너지를 주고받는다( $\Pi_{12}$ ). 이때 각 서브시스템에서 입력되는 파워의 합, 즉 외부로부터 들어오는 파워와 연결된 서브시스템으로부터 들어오는 파워의 합과 외부로 나가는 파워의 합, 즉 자체 내에서 소실되는 파워와 연결된 서브시스템으로 전달되는 파워의 합이 정상 상태(steady state)에서 같다는 것을 이용하여 평형 관계식 2.1을 유도할 수 있다. 서브시스템 내부에서 댐핑으로 소실되는 파워는 식 2.2로 구할 수 있고, 서브시스템간에 주고받는 파워는 식 2.3으로 구할 수 있다. 여기서 식 2.1에 식 2.2와 2.3을 대입하면 각 서브시스템에서의 평형 관계식을 세울 수 있다. 식 2.4는 서브시스템 1에서의 평형 관계식이고 식 2.5는 서브시스템 2에서의 평형 관계식이다.

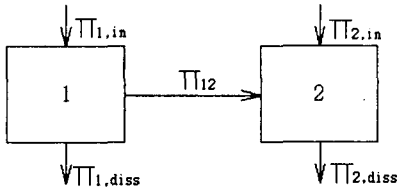


그림 2.1 두 개의 서브시스템의 SEA 모델

$$\Pi_{i,in} = \Pi_{i,out} \quad (2.1)$$

$$\Pi_{i,diss} = 2\pi f \eta_i E_i \quad (2.2)$$

$$\Pi_{12} = 2\pi f (\eta_{12} E_1 - \eta_{21} E_2) \quad (2.3)$$

$$\Pi_{1,in} = \Pi_{1,diss} + \Pi_{12} = 2\pi f (\eta_1 + \eta_{12}) E_1 - 2\pi f \eta_{21} E_2 \quad (2.4)$$

$$\Pi_{2,in} = \Pi_{2,diss} + \Pi_{21} = -2\pi f \eta_{12} E_1 + 2\pi f (\eta_2 + \eta_{21}) E_2 \quad (2.5)$$

여기서

$\Pi_{i,in}$  : 외부로부터 서브시스템  $i$ 로 입력되는 파워

$\Pi_{i,out}$  : 외부로 서브시스템  $i$ 에서 나가는 파워

$\Pi_{i,diss}$  : 서브시스템  $i$ 에서 소실되는 파워

$\Pi_{i,j}$  : 서브시스템  $i$ 로부터 서브시스템  $j$ 로 전달되는 파워

$E_i$  : 서브시스템  $i$ 의 에너지

$\eta_i$  : 서브시스템  $i$ 의 내부 손실 계수

$\eta_{i,j}$  : 서브시스템  $i$ 에서 서브시스템  $j$ 로의 연결 손실 계수

## 3. 모델의 구성

### 3.1 타이어에 대한 SEA 모델

타이어 SEA 모델의 구성은 먼저 사용되는 재료와 각 부분을 서브시스템으로 모델한 후, 서브시스템간을 연결하여, 타이어에 작용하는 힘이나 가속도를 서브시스템 모델에 가하게 된다. 본 논문에서 제시되는 타이어 SEA 모델은 트레드 패턴이 없는 smooth tire를 대상으로 하였으며, 서브시스템은 그림 3.1과 같이 나누었다. 대상 타이어의 모델에서 먼저 재료의 정의는 트레드가 고무이외에 벨트 등과 같은 보강재료가 포함되고, 휠에 대해서도 단순한 평판이 아닌 굴곡을 가지게 되어 일반 평판에 비해 보강되기 때문에, 이를 고려하여 주기 위해 실험을 통해 강성 계수를 구하게 된다. 서브시스템은 트레드, 안팎의 사이드월, 림, 마운팅 플레이트를 구조 요소인 plate로 모델하고 각각 11개의 서브시스템으로 나누었다. 그리고 타이어 내부는 한 개의 음향 공간인 acoustic duct로 모델하였다. 본 논문에서 제시된 모델 중 휠에 대해서는, 단순히 타이어와 휠 간의 관계를 고려하여 타이어로부터 전달되는 진동에 대해 얼마나 잘 전달하고 반사하느냐를 고려하여 정의하였다. 정의된 서브시스템을 서로 연결하여 타이어에 대한 SEA 모델을 구성하게 된다. 본 논문에서 제시된 모델은  $1\text{mm}^2$ 의 reverberant random 가속도를 외부로부터 가진받는 것으로 모델하였다.

이상의 특성으로 구성된 타이어 SEA 모델을 visiSEAM의 SEA net을 이용하여 살펴보면 그림 3.2와 같다.

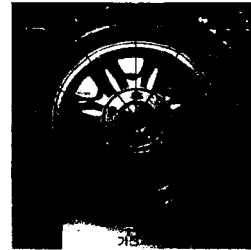


그림 3.1 SEA 모델 영역

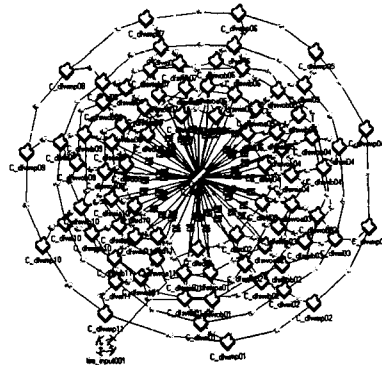


그림 3.2 타이어의 SEA 모델(SEA Net)

### 3.2 물성치 측정 실험

#### (1) 항 실험 장치 구성 및 방법

타이어의 실험대는 그림 3.3과 같으며, 지지대는 임피던스를 크게 하기 위해 휠에 장착된 타이어 무게의 약 20배에 해당하도록 설계하였다. 가진기 지지대에 설치된 가진기가 타이어 트레드에 힘을 수직으로만 전달하게 하기 위해 가진기와 트레드 표면에 설치된 임피던스헤드 사이를 stinger를 이용하여 연결하였고, 가진기는 스프링으로 지지대에 그림 3.3에서와 같이 연결하였다. 실험은 그림 3.4에 표시된 바와 같이, 먼저 pseudo-random 신호를 가진기에 입력하여 타이어를 가진하게 된다. 가진 신호는 증폭기를 거쳐 가진기로 들어가게 되고 가진기 스피들의 운동은 stinger를 통해 임피던스 헤드로 전달된다. 타이어 트레드 중앙에 부착된 임피던스 헤드에서는 전달되는 힘과 가속도를 측정하고, 가진점에서 떨어진 위치에서는 가속도를 측정하게 된다. 임피던스 헤드와 가속도 계에서 출력되는 힘과 가속도 값은 증폭기를 거쳐 데이터 측정 장치에서 측정된다.



그림 3.3 타이어 실험 장치

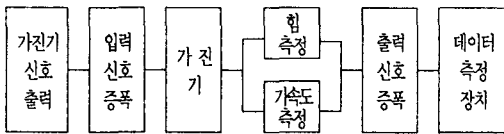


그림 3.4 실험 장치 개략도

#### (2) 항 트레드의 bending wavespeed

트레드의 radial 방향 속도  $v(t,x)$ 를 이용하여 타이어의 물성치를 구한다. Radial 방향 속도  $v(t,x)$ 를 식(3.1)에 대입하여 적분하여 주면 주파수와 wave number의 함수를 구할 수 있다.

$$V(\omega, k) = \iint v(t, x) e^{-i\omega t} dt e^{+ikx} dx \quad (3.1)$$

측정한 속도를 위의 방법으로 wavenumber와 주파수 축에 표시하면 그림 3.5와 같은 결과를 얻을 수 있으며, 그림에서

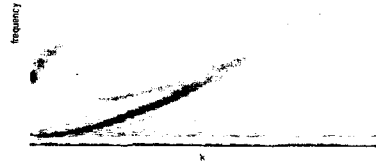


그림 3.5 Bending wave의 dispersive 관계

알 수 있듯이 진하게 나타나는 선이 존재하는데, 이것이 bending wave의 dispersive 관계를 나타내주는 선이다. 이 dispersive 관계는 SEA 모델에 사용되는 트레드 서브시스템의 물성치 계산에 사용된다.

#### (3) 항 트레드 댄핑의 계산

각 위치에서 측정한 시간에 대한 가속도 레벨을 위치에 따른 가속도 레벨로 환산하여 준다. 거리에 따른 감쇠를  $e^{-\delta kx}$ 라고 할 때,

$$\eta = \frac{2k\delta c_g}{\omega} \quad (3.2)$$

이다. 위 식에 (2)항에서 구한 group speed( $c_g$ )를 대입하면 loss factor를 계산할 수 있다. 그림 3.6은 1000Hz에서 거리에 따른 가속도의 감소를 나타낸 것이다. 이 결과를 각각의 주파수에 대해 적용하여 보면 그림 3.7과 같이 각 주파수에 따른 loss factor 값을 얻게된다.

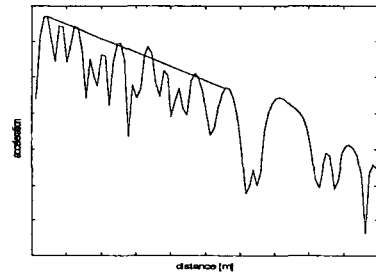


그림 3.6 거리에 따른 가속도 레벨의 감소

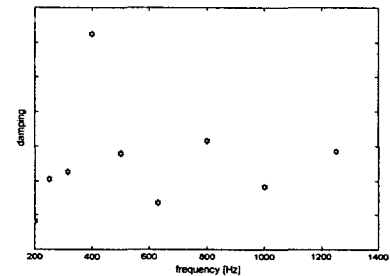


그림 3.7 주파수에 따른 댄핑의 결과

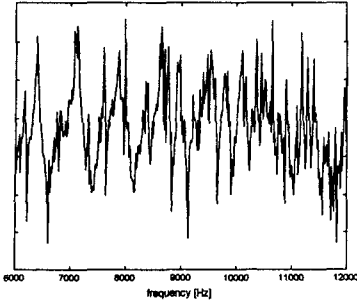


그림 3.8 휠 실험 결과

#### (4)항 휠에 대한 강성 고려

SEA 모델에 사용되는 휠의 서브시스템은 기하학적으로 구해진 결과로 실제 휠의 중량을 맞추어 평판으로 모델하게 된다. 그러나 실제 휠은 단순한 평판 형상이 아닌 굴곡을 가지는 보다 보강된 평판이므로, 이를 고려하기 위해서 강성 계수를 사용하게 된다. 휠에서는 평균 주파수 간격을 이용하여 이 계수를 구하게 된다. 그림 3.6은 보강 계수를 구하기 위해 휠에 대해 실험한 결과이다.

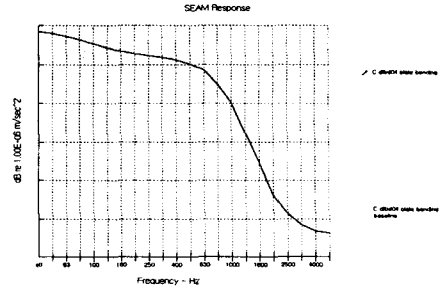
### 3.3 모델 결과의 분석

#### (1)항 모델과 실험 결과 비교

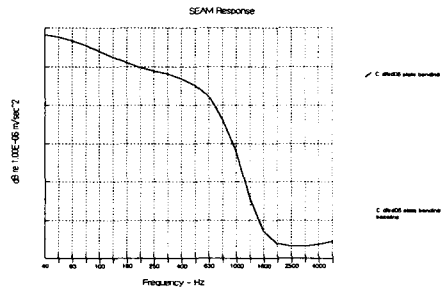
SEA를 이용하여 얻은 타이어의 응답 결과와 실제 타이어에 대해 얻은 응답 결과를 비교하여 보자. 그림 3.9와 3.10은 예측 결과와 실험 결과를 비교한 것으로 녹색 선(baseline, -)이 실험으로 얻은 가속도 응답 결과이고 파란색 선(/)이 SEA 모델 결과이다. 그림 3.9(a)는 네 번째 타이어 트레드 서브시스템의 가속도 레벨을 비교한 것으로 그림 3.9에서 알 수 있듯이 실험 결과와 모델 결과가 비교적 잘 맞는 것을 알 수 있다. 그리고, 가속도 응답 레벨이 고주파수로 감에 따라 급속하게 감소하는 것을 알 수 있다. 그림 3.9(b)는 여섯 번째 트레드 서브시스템의 가속도 레벨을 나타낸 것으로, 그림에서 알 수 있듯이 네 번째 서브시스템과 같은 결과를 보인다. 그림 3.10은 사이드월에 대한 결과로서, 사이드월의 가속도 응답 레벨은 트레드 결과에 비해 많은 오차를 보이는데, 이는 모델에서 사이드월의 curvature를 고려하지 않았기 때문이다.

#### (2)항 주파수별 에너지 레벨

모델에서 구한 결과 중 각 주파수에 따른 에너지 레벨을 비교하여 보면 그림 3.11과 같다. 그림에서 보는 바와 같이 에너지 레벨이 저주파수에서는 전체적으로 높게 나타나지만 고주파수로 감에 따라 급격히 감소하여 거의 모든 부분에서 낮게 나타남을 알 수 있다.

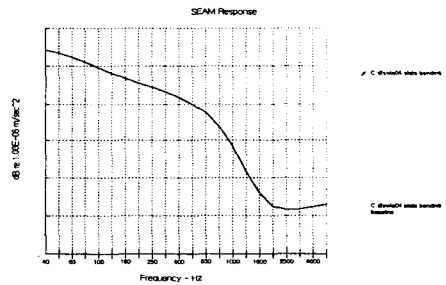


(a) 트레드 네 번째 서브시스템

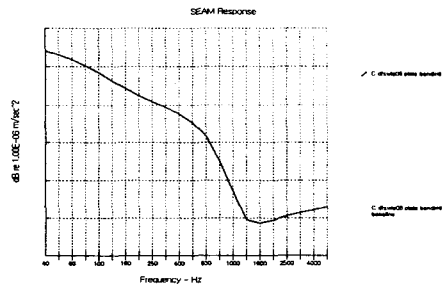


(b) 트레드 여섯 번째 서브시스템

그림 3.9 트레드의 가속도 응답 레벨 비교



(a) 사이드월 네 번째 서브시스템



(b) 사이드월 여섯 번째 서브시스템

그림 3.10 사이드월의 가속도 응답 레벨 비교

(a) 1000Hz에서의 에너지 레벨

(b) 5000Hz에서의 에너지 레벨

그림 3.11 주파수에 따른 에너지 레벨 비교

### (3)항 에너지 전달 경로

다음으로 SEA 모델의 에너지 전달 경로를 살펴본다. 타이어 모델 결과를 살펴보면, 저주파수에서는 에너지가 주로 트레드를 따라 전달되고 약간의 에너지가 사이드월을 통해 전달되는 것을 알 수 있었다. 그러나 고주파수로 갈수록 에너지가 주로 서브시스템 내부에서 소실되고 나머지가 트레드와 음향 요소로 전달되게 된다는 것을 알 수 있었다. 위의 결과를 에너지 흐름도로 정리하여 1000Hz에 대한 것을 그림 3.12에, 5000Hz에 대한 것을 그림 3.13에 나타내었다.

먼저 그림 3.12의 1000Hz에서 모델을 비교하여 보면 에너지가 주로 트레드를 따라 전달되어 가장 멀리 있는 서브시스템에서는 에너지가 주로 소실되는 것을 알 수 있었다. 첫 번째 서브시스템에 bending으로 주어지는 에너지는 주로 트레드를 따라 bending 에너지로 전달되고 나머지는 사이드월(C\_dfswia01~C\_dfswia06)의 inplane 에너지로 전달되고 다음 사이드월(C\_dfswib01~C\_dfswib06)의 inplane으로 전달된다. 각각의 트레드와 사이드월 서브시스템으로 전달된 에너지는 다음 영역의 서브시스템으로 전달된다. 사이드월(C\_dfswia01~C\_dfswia06)의 inplane 에너지는 또한 가 멀리 있는 서브시스템을 제외하고는 트레드의 inplane 에너지로 전달되고 가장 멀리 있는 서브시스템에서만 반대로 트레드 inplane 에너지로부터 에너지를 전달받는다. 트레드 bending 에너지는 사이드월의 bending 에너지로도 약간 전달된다.

다음으로 그림 3.13의 5000Hz에서의 에너지 전달 경로를 살펴보도록 하겠다. 5000Hz에서는 1000Hz와 다르게 트레드의 bending 에너지가 트레드를 따라 전달되기보다는 주로 음향 요소를 따라 전달되게 된다. 트레드 bending으로 전달되는 에너지들도 가진되는 곳에서 멀어질수록 감소하여 가장 멀리 있는 트레드 서브시스템으로는 매우 작은 양의

bending 에너지가 트레드를 통하여 전달되고 주로 음향 요소를 통해 에너지가 전달된다. 트레드 bending 에너지는 사이드월의 inplane 에너지로 전달되고 첫 번째와 두 번째 영역에서는 bending 에너지로도 매우 적은 양이 전달된다. 5000Hz에서는 1000Hz와 다르게 사이드월의 bending 에너지는 음향 요소로부터 전달되는 에너지가 구조 요소로부터 전달되는 에너지 보다 많게 되는데 이렇게 받은 사이드월 bending 에너지는 트레드 inplane으로 에너지를 전달하게 된다. 이러한 현상은 세 번째 영역부터 가장 먼 영역에까지 나타난다.

본 연구 결과를 다시 정리하면, 첫째로, 고주파수에서는 구조 요소를 통해 전달되는 에너지 양보다는 소실되는 에너지의 양이 훨씬 크다는 것이다. 둘째로, 구조 요소 상호간의 에너지 전달도 중요하기는 하나 고주파수로 감에 따라 공기의 영향이 뚜렷해진다는 것이다. 셋째로, inplane 에너지는 공기의 영향으로 발생하는 bending 에너지의 영향으로 다시 생성되기도 한다는 것이다. 공기를 통한 에너지의 전달은 구조 요소의 bending 에너지로 전달하게 되어 에너지가 사방으로 전달되는 것을 알 수 있었다. 이는 효과적 소음 발생 기구로, 실제 소음으로 퍼지는 양이 상당할 것이다.

이상으로 타이어에 대한 에너지 전달 경로를 살펴보았는데, 위의 결과에서 알 수 있듯이 에너지의 전달 경로가 주파수에 따라 달라지는 것을 알 수 있다.

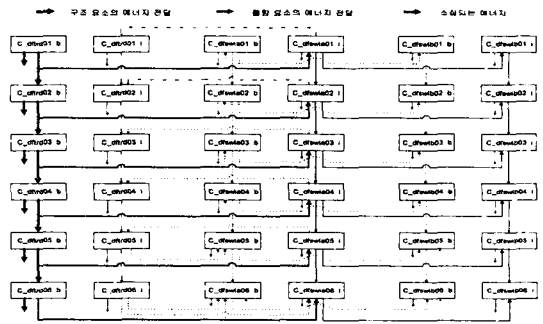


그림 3.12 주요 에너지 전달 경로(1000Hz)

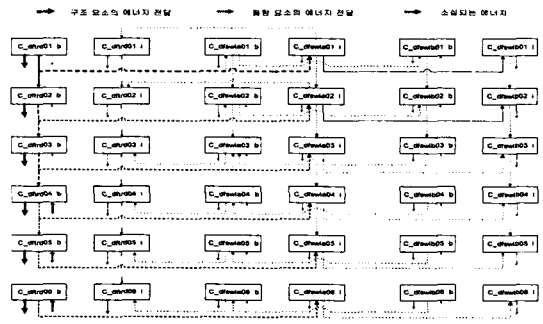


그림 3.13 주요 에너지 전달 경로(5000Hz)

#### 4. 결 론

본 연구에서는 타이어의 중·고주파수에서의 소음/진동 특성을 연구하기 위해 SEA를 이용하여 타이어를 모델링 하였다. 본 연구의 대상이 되는 타이어의 물성치를 구하기 위하여 타이어에 대한 실험이 이루어졌다. 이 실험을 통해 주파수와 wavenumber 사이의 dispersive 관계를 구하여 wavespeed를 이용하여 모델에서 트레드의 강성을 맞추어 주었고 휠의 강성도 맞추어 주었으며 트레드의 댐핑도 측정하였다.

이상의 결과를 이용하여, 대상이 되는 타이어에 대한 SEA 모델을 구성하였다. 이 모델에서는 서브시스템을 기존에 발표되었던 모델보다 세분화되었고 트레드와 휠의 강성을 맞추어 주었기 때문에 실험으로 구한 결과와 SEA 모델 예측 결과가 비교적 잘 맞는 것을 알 수 있었다. 따라서 본 연구를 이용하여 타이어에 대한 소음/진동 연구에 이용하여 보다 향상된 소음/진동 특성을 가지는 타이어 개발에 사용될 수 있을 것이며, 더 나아가 대상이 되는 자동차에 가장 적합한 타이어의 선정과 개발에도 이용될 수 있을 것이다.

#### 참 고 문 헌

- (1) Kompella, M.S. and Bernhard, R.J. 1993, "Measurement of the Statistical Variation of Structural Acoustic Characteristics of Automotive Vehicles," SAE paper No. 931272.
- (2) Dejong R.G , 1985, "A Study of Vehicle Interior Noise Using Statistical Energy Analysis," SAE Paper N.850960.
- (3) A., 1997, "Structure-borne Vibration Transmission in a Tire and Wheel Assembly", 16th Tire Society Conference.
- (4) Lee, J. J., Ni, E. J., 1996, "Structure-Borne Tire Noise Statistical Energy analysis(SEA) Model", proceedings of The Tire Society 15th Annual Meeting and conference.
- (5) R.H. Lyon, 1975, Statistical Energy Analysis of Dynamic Systems : Theory and Applications, MIT Press, Cambridge, MA.
- (6) Kropp, W., 1989 "Structure-borne Sound on a Smooth Tyre", Applied Acoustics 26
- (7) SEAM Users Manual, 1995, Cambridge Collaborative Inc.