

〈論 文〉

가진에 의한 승용차 타이어의 음향방사특성에 관한 실험적 연구

김병삼* · 이태근* · 홍동표**

(1993년 2월 12일 접수)

An Experimental Study on Sound Radiation Characteristics of Radial Tire for a Passenger Car Due to Excitation

B.S. Kim, T.K. Lee and D.P. Hong

Key Words : Radial Tire(레이디얼 타이어), Sound Radiation Characteristics(음향방사특성), Harmonic Line Forces(조화분포화중), Wavenumber Ratio(파수비), Sound Intensity(음향세기)

Abstract

Vibration characteristics of a tire play an important role to judge a ride comfotability and sound quality for a passenger car. In this study, the experimental investigation for the sound radiation of a radial tire has been examined. Based on the sound intensity techniques, the sound pressure field and the sound radiation are measured. It turns out that air pressure in tire, tread patterns, and aspect ratio of the tire govern the sound radiation characteristics. Then a numerical analysis for the tire element is conducted. During analysis, the tire element is modelled as an elastic ring. The comparison shows that the numerical output correlates to the experimental data.

기 호 설 명

$2b$: 타이어의 폭	k_0 : 음향파수 ($=\omega/C_0$)
C : 기초감쇠계수	L : 분포화중의 길이
C_0 : 음향매질의 음속	$P(x)$: 표면압력
C_L : 타이어의 종방향 파동속도	P_i : 내부팽창압력
C_r : 단위길이당 반경방향의 감쇠계수	$p(x, z=0, t)$: 타이어 표면에서의 압력
D : 타이어의 굽힘강성	r : 타이어 반경
$E=E(1+j\eta)$: 복소탄성계수	S_0 : 비회전 타이어의 인장력
F_0 : 입력하중진폭	T : 타이어에 작용하는 축장력
K_b : 자유굽힘파수 ($=(\rho_a A \omega^2 / EI)^{1/4}$)	T_1 : 축 인장계수 ($=T/2\sqrt{\rho_s A K_s}$)
K_r : 단위길이당 반경방향 기초강성	$u(x, t)$: 타이어의 횡변위
K_s : 단위길이당 인장강성	$V^*(x)$: 공액표면속도
k_s : 기초강성계수	Z_a : 음향 임피던스
	Z_0 : 보의 임피던스
	α_0 : 유체하중계수 ($=\rho_0 C_L / \rho_s C_0$)
	β : 무차원 기초감쇠계수 ($=C/2\sqrt{\rho_s A K_s}$)

*정회원, 전북대학교 정밀기계공학과 대학원

**정회원, 전북대학교 정밀기계공학과

- γ : 파수 비(= K_o/K_b)
- η : 손실계수
- $\delta(x)$: Dirac delta 함수
- ρ_o : 음향매질의 질량밀도
- $\rho_s A$: 타이어의 단위길이당 질량
- ω : 가진 주파수
- ψ : 무차원 기초강성계수(= $K_s/\rho_s A \omega^2$)

1. 서 론

자동차 실내소음 및 생활환경 소음에 대한 규제치가 점점 강화되고 있다. 특히, 차량으로부터 발생하는 여러가지 소음원중에서 타이어로부터 발생하는 소음의 비중이 차량 전체 소음원중에서 점점 증가하고 있다. Fig. 1은 노면과 타이어간의 상호작용으로 인해 발생하는 노면소음(road noise)의 전달경로로서 타이어는 노면으로부터 가진되는 진동특성을 전달하는 부분으로 차량의 승차감과 실내소음특성을 변화시켜줄 수 있는 중요한 인자이다. 타이어의 소음을 발생요인별로 분류해 보면 공기역학(aerodynamic)과 공기방출(air pumping), 타이어 진동 등에 의한 소음으로 나눌 수 있는데 공기역학과 공기방출은 타이어 트레드의 형상과 관련이 있고, 타이어 진동은 타이어 소음발생요인 중에서

가장 기본적이고 해결되지 않는 부분으로 노면의 가진에 의해 발생하는 소음이다.

타이어 소음에 대한 연구는 R.E. Hayden의 타이어 트레드와 노면의 공동현상에 의한 공기방출에 대한 연구⁽¹⁾를 시작으로, P.R. Willet가 트레드 패턴의 피치배열과 소음과의 관계를 해석⁽²⁾하였다. 또한, 타이어 진동에 의한 소음에 관해서는 타이어를 기초강성이 있는 보(beam), 링(ring), 원형셸(cylindrical shell)등으로 가정하여 해석적인 방법으로 접근하였는데, R.F. Keltie는 타이어를 무한히 길고 완전하지 않은 원형셸로 가정한 타이어의 진동음향기구의 모델을 제시⁽³⁾하였고, A.C. Eberhardt와 W.F. Reiter는 정적인 상태에서 타이어 진동음향기구와 타이어 소음발생에 영향을 미치는 진동에 대하여 실험적인 방법으로 연구^(4,5)하였으며, M. Heckl은 타이어를 링으로 가정하고 운동방정식을 유도⁽⁶⁾하였다.

한편, 본 연구에서는 음향세기 측정장비를 이용하여 정적인 상태에서 타이어가 노면과 접지하는 접지면(contact patch)에 주기적으로 가진된 승용차 타이어의 트레드(tread) 및 사이드월(sidewall)의 음압을 측정하여 가진된 타이어의 음향방사특성을 파악하고자 하였으며, 타이어를 분포하중을 받아 가진되는 탄성링으로 가정하고 파수영역에서 해석적인 방법으로 접근한 음향방사 이론의 수치해석 결과와 비교하는데 목적이 있다.

2. 이론적 배경

Fig. 2에서 보는 바와 같이 타이어를 탄성링으로 모델링하였고, 타이어의 물리적 성질을 감안하여 내부에 강성, 감쇠 및 내부압력을 고려하였으며, 타이어는 분포하중에 의해 조화적으로 가진된다. 타이어 운동방정식을 유도하기 위해 타이어 평면진동이론⁽⁷⁾을 원환보의 진동으로 가정하고 Hamilton 원리에 의해 타이어에 축적된 위치에너지, 내부압력에 의한 일, 단위폭당의 운동방정식을 고려하여 Euler-Lagrange 미분방정식을 세운다. 그리고 트레드강성이 일반적으로 크기때문에 트레드길이가 불변하다고 가정하여 원주방향 변위 w 를 무시하고 인장력과 감쇠를 고려한다. 또한 타이어가 노면에 접지되는 부분은 타이어트레드의 약 1/10이하로서 이 접지부에서 방출되는 음향파위레벨은 상당히 크며 이 접지부의 작은 범위에서 중요한 진동이 발생

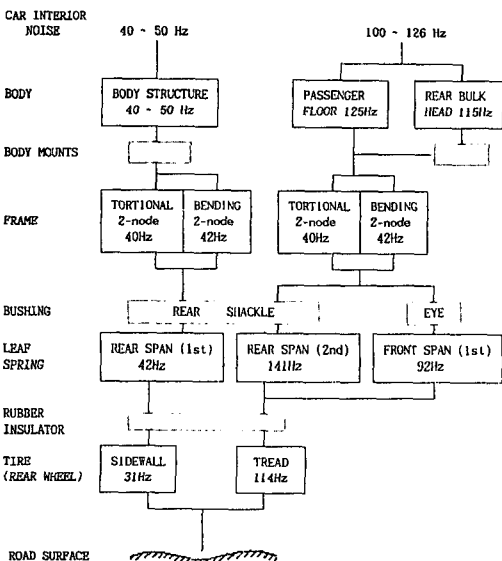


Fig. 1 Transfer path of road noise for Tire/Road interaction

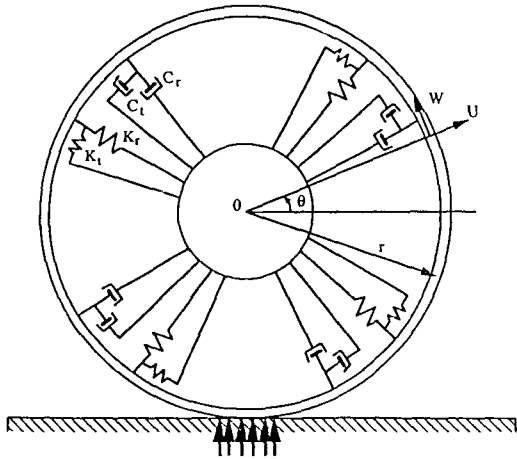


Fig. 2 Vibration model of harmonic line forces in ring

한다. 그러므로, 벨트의 곡률을 무시할 수 있다. 이러한 관계들을 이용하고, 타이어의 표면이 $y=0$, $y>0$ 인 공간상에 채워진 음향 매질은 공기라 할때, 운동방정식은

$$\begin{aligned} \bar{E}I \frac{\partial^4 u}{\partial x^4} + \rho_s A \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - \{s_0 - 2 \frac{\bar{E}I}{r^2}\} \\ \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + c_r \frac{\partial u}{\partial t} + (K' + \frac{EI}{r^4}) u \\ = -f(x, t) - p(x, t)|_{y=0} \end{aligned} \quad (1)$$

식(1)에서 분포하중(Line Forces) $f(x, t)$ 는

$$f(x, t) = \frac{F_0}{2L} [u_n(x-L) - u_n(x+L)] e^{i\omega t} \quad (2)$$

여기서, F_0 는 총하중(Total Force)이며, 식(1)에서

$$K' = k_r + \frac{k_s}{r^2} - 2b \frac{p_t}{r}$$

음향 매질에서 진동하는 타이어에 의해 발생하는 압력분포는 $p(x, y, t)$ 로 표시하고 2차 공간상에서의 음파방정식(Wave Equation)은

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} - \frac{1}{C_0^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2}\right) p(x, y, t) = 0 \quad (3)$$

여기서, C_0 는 음향 매질에서의 음속이며 음압은 선형방정식을 만족할 정도로 충분히 작으며, $y>0$ 인 공간에 음원은 존재하지 않는 것으로 가정한다. $y=0$ 인 타이어의 표면에서는 타이어의 운동과 매질의 운동이 같아야 하므로 경계조건은 식(4)와 같다.

$$\rho_0 \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = -\frac{\partial p}{\partial y} \Big|_{y=0} \quad (4)$$

여기서, ρ_0 는 음향 매질의 질량밀도이고, 공간좌표의 후리에 변환(Fourier Transformation)을 이용하여 음향파위를 구할 수 있는데, 공간좌표의 후리에 변환을 다음과 같이 정의한다.

$$FT(f(x)) = \int_{-\infty}^{\infty} f(x) e^{i\xi x} dx$$

여기서, ξ 는 파수 변수이다. 파수영역에서의 힘 함수를 구하면

$$\begin{aligned} \tilde{F}(\xi, t) &= \frac{F_0}{2L} \int_{-\infty}^{\infty} [u(x-L) \\ &\quad - u(x+L)] e^{i\omega t} e^{i\xi x} dx \\ &= F_0 \frac{\sin(\xi L)}{\xi L} e^{i\omega t} \end{aligned}$$

또한, 변위 $\tilde{U}(\xi, t)$ 와 압력 $\tilde{P}(\xi, y, t)$ 이 공통인자로 $\rho^{i\omega t}$ 를 포함하고 있으므로, 변위와 압력에 대한 후리에 변환은

$$\begin{aligned} \tilde{U}(\xi, t) &= U(\xi) e^{i\omega t} \\ \tilde{P}(\xi, y, t) &= P(\xi, y) e^{i\omega t} \end{aligned}$$

음파방정식인 식(3)에 후리에 변환을 적용하면

$$\left[\frac{\partial^2}{\partial y^2} + \left(\frac{\omega^2}{C_0^2} - \xi^2\right)\right] P(\xi, y) = 0$$

여기서, $K_0(=\omega/C_0)$ 는 음향파수(acoustic wave-number)이며, 윗식을 K_0 에 대하여 표시하면,

$$\left[\frac{\partial^2}{\partial y^2} + (K_0^2 - \xi^2)\right] P(\xi, y) = 0$$

그러므로, 음향 매질이 존재하는 공간에서의 음압 $P(\xi, y)$ 는 표면에서의 음압 $P(\xi, y=0)$ 의 함수로 되며

$$\begin{aligned} P(\xi, y) &= P(\xi, y=0) e^{-jK_y y} \\ K_y &= \begin{cases} -j\sqrt{\xi^2 - K_0^2} : \xi^2 > K_0^2 \\ \sqrt{K_0^2 - \xi^2} : \xi^2 < K_0^2 \end{cases} \end{aligned}$$

파수(wavenumber)영역에서의 음파방정식과 표면에서의 경계조건을 대입하여 표면에서의 음압을 구하면

$$P(\xi) = \frac{j\rho_0 \omega^2}{K_y} U(\xi)$$

표면음압을 식(1)에 대입하여 파수영역에서의 운동방정식을 구하면

$$\left[E(1+\eta j)I\xi^4 - \rho_s A \omega^2 + \left\{ s_0 - 2 \frac{E(1+\eta j)I}{r^2} \right\} \xi^2 + j\omega C_r + \left(K' + \frac{E(1+\eta j)I}{r^4} \right) \right] U(\xi) = F - P(\xi, y)|_{y=0}$$

여기서, $F(\xi) = F_0 \frac{\sin(\xi L)}{\xi L}$
 파수영역에서의 변위 $U(\xi)$ 는

$$U(\xi) = \frac{F(\xi)}{Z_m + Z_a}$$

여기서, Z_m 은 타이어의 구조적 임피던스이고, Z_a 는 공기에 의해 생성된 음향 임피던스로 다음과 같다.

$$Z_m = \left[E(1+\eta j)I\xi^4 - \rho_s A \omega^2 + \left\{ s_0 - 2 \frac{E(1+\eta j)I}{r^2} \right\} \xi^2 + \left(K' + \frac{E(1+\eta j)I}{r^4} \right) \right]$$

$$Z_a = \frac{j\rho_0 \omega^2}{K_y}$$

여기서, $K_y = \sqrt{K_0^2 - \xi^2}$ 이고, K_0 는 음향파수(ω/C_0)로 $K_0^2 - \xi^2 \geq 0$ 일 때는 관성 또는 질량으로 작용하고, $K_0^2 - \xi^2 \leq 0$ 일 때는 감쇠로 작용한다.⁽⁸⁾ 타이어 전체에 대한 음향파위를 구하기 위해, 타이어 전표면에 대한 표면 음향세기 분포를 적분하여야 하며, 정의에 의해 표면 음향세기 분포 $I(x)$ 는

$$I(x) = \frac{1}{2} \text{Re}\{P(x) V^*(x)\}$$

속도 $V(\xi)$ 을 구하면

$$V(\xi) = \frac{dU(\xi)}{dt} = j\omega U(\xi)$$

여기서, $P(x)$ 는 표면음압이고 $V^*(x)$ 는 공액 표면속도이다. 따라서 단위폭당 발생하는 음향파위를 계산하면

$$W = \frac{1}{2} \text{Re} \left[\int_{-\infty}^{\infty} P(x) V^*(x) dx \right]$$

파수영역에서는

$$W = \frac{1}{4\pi} \text{Re} \left[\int_{-\infty}^{\infty} P(\xi) V^*(\xi) d\xi \right]$$

$$= \frac{\rho_0}{4\pi} \text{Re} \left[\int_{-\infty}^{\infty} j \frac{\omega^2}{K_y} U(\xi) (-j\omega U^*(\xi)) d\xi \right]$$

$$= \frac{\rho_0}{4\pi} \int_{\xi_1}^{\xi_2} \frac{\omega^3}{K_y} |U(\xi)|^2 d\xi$$

적분값이 실수이기 위한 적분구간은

$$\xi^2 \leq K_0^2$$

음향파위 결과식을 무차원화하기 위해 $\xi \rightarrow K_0 \zeta$ 로 치환하면

$$\Pi = \frac{4\pi (\rho_s A)^2 \omega}{\rho_0 F_0^2} W$$

그러므로 타이어로 부터 발생하는 단위폭당 무차원 음향파위 적분식은

$$\Pi = \int_{\zeta_1}^{\zeta_2} \frac{\omega^3}{\sqrt{1-\zeta^2}} \left| \frac{F(K_0 \zeta)}{Z_m + Z_a} \right|^2 d\zeta$$

여기서, $\zeta_1 = -1$, $\zeta_2 = 1$

$$F(K_0 \zeta) = F_0 \frac{\sin(K_0 \zeta L)}{K_0 \zeta L}$$

$$K_b = \left[\frac{12 \rho_s A \omega^2}{EI} \right]^{1/4}$$

$$C_L = \sqrt{\frac{Eh}{\rho_s A}}$$

$$a_0 = \frac{\rho_0 C_L}{\sqrt{12 \rho_s A C_0}}$$

$$\gamma = \frac{K_0}{K_b}$$

로 정의하면

$$\Pi = \int_{-1}^1 \frac{1}{\sqrt{1-\zeta^2}} \left| \frac{F(K_0 \zeta)}{Z_m + Z_a} \right|^2 d\zeta \quad (5)$$

이 된다. 식(5)에서

$$Z_m = \gamma^4 \zeta^4 - 1 + (T \cdot \varphi - 2S) \gamma^2 \zeta^2 + (\varphi^2 + S^2) + j(2\beta\varphi + \eta\gamma^4 \zeta^4 - 2\eta S \gamma^2 \zeta^2 + \eta S^2)$$

$$Z_a = \frac{j}{\sqrt{1-\zeta^2}} \frac{a_0}{\gamma^2}$$

$$T = \frac{S_0}{\sqrt{EI \cdot K'}}$$

$$\beta = \frac{C_s}{2\sqrt{\rho_s A K'}}$$

$$\varphi = \sqrt{\frac{K'}{\rho_s A \omega^2}}$$

$$S = \sqrt{\frac{EI}{r^4 \rho_s A \omega^2}}$$

위와 같은 무차원 인자들의 향으로 단순화하여 음향파위를 구하면

$$\Pi = \int_{-1}^1 \frac{\left| \frac{\sin(K_0 \zeta L)}{K_0 \zeta L} \right|^2}{\sqrt{1-\zeta^2} \left[\gamma^4 \zeta^4 - 1 + (T \cdot \varphi - 2S) \gamma^2 \zeta^2 + (\varphi^2 + S^2) \right]^2 + \left[2\beta\varphi + \eta\gamma^4 \zeta^4 - 2\eta S \gamma^2 \zeta^2 + \eta S^2 + \frac{a_0}{\sqrt{1-\zeta^2}} \gamma^2 \right]^2} d\zeta \quad (6)$$

3. 실험방법 및 실험장치

3.1 실험장치

Fig. 3은 가진에 의한 승용차 타이어의 음향방사를 측정하기 위한 실험장치의 개략도이다. 본 연구에서는 가진되어 방사하는 타이어의 음압과 음향특성을 측정하기 위해 음향세기 측정장비 이용하였다. 음향세기 프루우브(probe)가 정확한 측정위치에 놓일 수 있도록 음향세기 프루우브 이동장치를 제작하였고, 이동장치에 장착된 음향세기 프루우브가 3차원 공간상에 정확한 측정점에 위치하도록 하였다. 타이어의 가진은 편심 로터를 이용하였고, 타이어 가진정도와 음향방사에 대한 측정 데이터는 주파수 분석기(FFT)와 실시간 신호분석기(Real-Time Analyzer)를 통해 분석하였다.

3.2 실험방법

음향세기 측정은 상호스펙트럼을 이용하므로 주위 암소음의 영향을 받지 않으며, 측정음장의 제한을 받지 않아 근거리에서 측정할 수 있어 유리하다. 본 연구에서는 자유음장(free field)에 준하는 실험실에서 실험을 행하였으며 Mapping 거리를 파장/2π~파장 사이에 있게 하였고, 음원으로부터 프루우브까지의 거리를 Mapping거리의 1/2로 하였다. 또한, 측정위치는 타이어의 사이드월 방향과 트레드 방향으로 분리하여 측정하였으며, 사이드월 방향에 대해서는 X, Y축 방향으로 5×5등분하고 각각의 측정점에서 X, Y, Z축 방향의 음압과 상

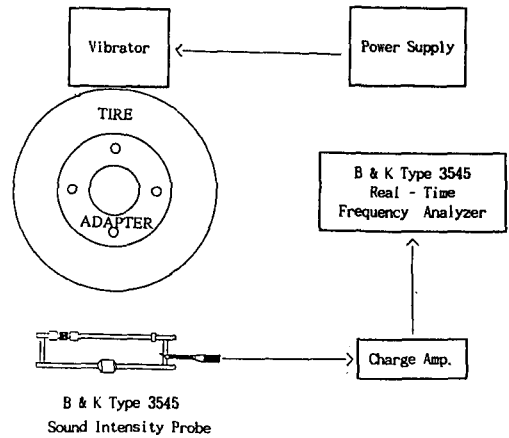


Fig. 3 Schematic diagram of tire sound radiation test

호스펙트럼을 측정하였다. 트레드 방향에 대해서는 타이어 원주방향으로 5등분한 후 각각의 등분위치에서 트레드의 중심부분과 숄더(Shoulder)부분에 수직한 방향의 음압과 상호스펙트럼을 측정하였다. 또한, 본 연구에서는 Face to Face 타입의 음향세기 프루우브를 이용하였고, 마이크로폰사이의 스페이스의 간격은 12(mm)이며 프루우브와 타이어 표면과의 거리는 6.5(cm)로 하여, 시간평균을 통해 측정 데이터를 구하였다. 본 연구에 이용된 시험용 타이어의 조건은 Table 1과 같다. 시험용 타이어에 작용하는 장력을 변화시키기 위해 타이어 내부 공기압을 변화시켰고, 감쇠의 변화에 대한 영향을 보기 위해서는 사전 진동특성 시험을 통해 동일한 사이즈와 실험조건상에서 타이어의 재질변경에 따

Table 1 The test condition and vibration experimental results of test tire

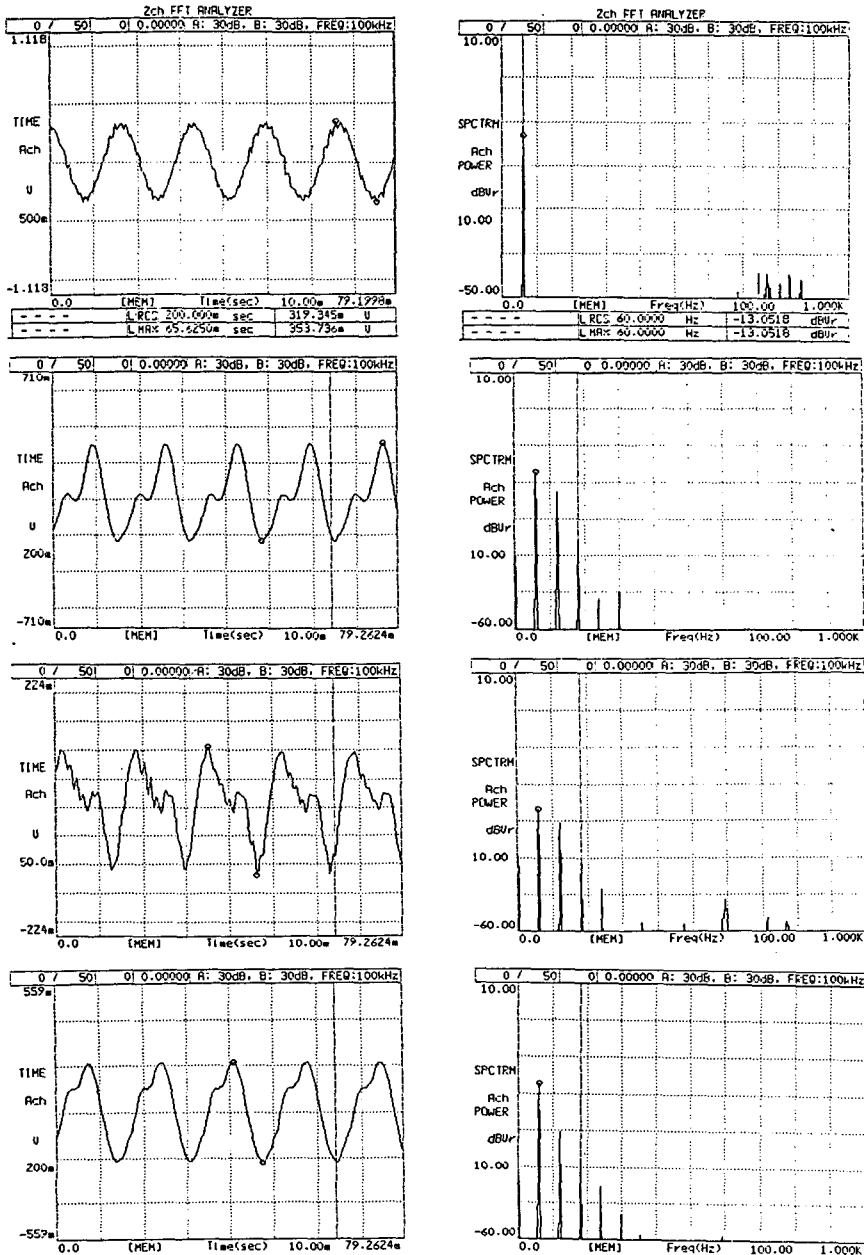
Test Tire	Pressure (Kgf/cm ²)	Natural Frequency (Hz)	Damping
P175/70R13 겨울용 (A)	1.80	78.0	0.095
	2.10	79.0	0.048
	2.45	82.0	0.039
P175/70R13 사계절용 (B)	1.80	78.0	0.045
	2.25	80.5	0.039
	2.45	84.5	0.36
P185/65R13 사계절용 (C)	1.75	71.0	0.062
	2.10	75.5	0.063
	2.45	80.5	0.051

라 감쇠값이 현저하게 차이가 나는 타이어를 대상으로 하였다. 또한, 트레드의 마모에 대한 영향을 보기 위해서는 신제품과 트레드의 구르브(Groove) 깊이가 '0'에 가깝게 완전히 마모된 타이어를 대상으로 하였으며, 타이어의 단면폭과 단면높이의 관계인 편평비(Aspect Ratio)에 대한 영향을 보기

위해서는 70시리즈와 65시리즈를 대상으로 하였다.

4. 실험결과 및 고찰

Fig. 4는 음향방사 특성을 파악하기 위해 타이어를 가진시키는데 이용된 편심로터와 시험용 타이어



(a) Vibrator (b) Tread (c) Sidewall (d) Shoulder

Fig. 4 Vibration signals of vibrator and tire

의 부위별 진동신호를 시간영역과 주파수영역에서 본 결과이다. 본 연구에서는 편심로터가 주기적으로 타이어 트레드에 수직한 방향으로 가진하도록 하였고, 가진력에 대한 타이어의 각 부위별 응답은 상이하였다.

4.1 음압의 측정

Fig. 5는 타이어(B)의 사이드월 방향 음압을 타이어 가진주파수인 60(Hz)에서 측정한 결과이다. 사이드월 방향의 음압은 가진되어지는 접지면의 중심에서 최대였고, 가진되어지는 접지면으로 부터 멀어질수록 음압은 좌우대칭적으로 감소하였다.

Fig. 6은 타이어(B)의 공기압을 2.3 kgf/cm²에서 1.4 kgf/cm²로 감소시킨 결과로 타이어의 공기압이 감소함에 따라 음압레벨이 증가하고, 좌우대칭적인 경향이 현저해졌는데, 이는 공기압이 감소함에 따라 접지면적이 증가하여 타이어에 가진되는 가진력이 커지기 때문에 음압레벨이 증가하는 것으로 보인다. Fig. 7은 타이어 트레드의 재질 및 구조적인 차이에 의해 감쇠값이 타이어(B)에 비해 큰 타이어(A)의 사이드월 음압을 측정한 결과로 동일한 공기압에서 타이어(B)에 비해 접지면에서의 음압은 동일하나 접지면에서 멀어질수록 음압분포가 급격하게 감소하고 있어 감쇠값이 타이어의 음압전파

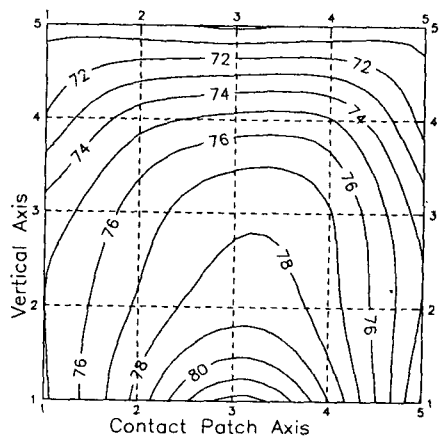
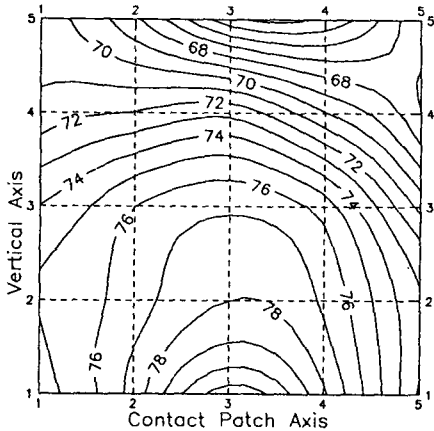
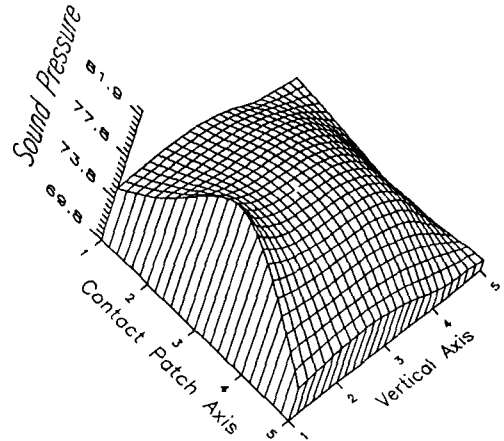
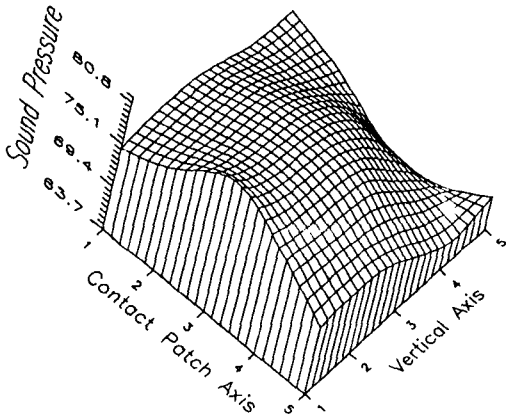


Fig. 5 Sound pressure for tire B in sidewall(2.3 kgf/cm²)

Fig. 6 Sound pressure for tire B in sidewall(1.4 kgf/cm²)

에 큰 영향을 미치고 있음을 알 수 있었다. Fig. 8은 트레드가 마멸된 타이어의 음압분포로 마멸되지 않은 신제품에 비해 접지면의 중심에 대하여 비대칭적으로 분포하였는데, 비대칭적 분포는 트레드의 마멸로 인하여 타이어의 질량과 경도가 비대칭적으로 분포되기 때문으로 보인다. Fig. 9는 타이어의 편평비를 증가 시킨것(타이어(C))으로 편평비가 70에서 65로 증가함에 따라 음압이 감소하였는데, 이는 타이어의 편평비가 증가함에 따라 질량이 증가하고, 재질 및 구조의 변경에 의한것으로 보인다.

Fig. 10은 타이어(B)의 트레드 방향 음압을 60(Hz)에서 원주방향으로 측정한 결과로 접지면의 중심으로 부터 멀어질수록 음압은 감소하였고, 트

레드가 마멸된 타이어의 경우 트레드 중심보다 숄더(Shoulder)부의 음압이 크게 나타났는데, 트레드가 노면에 접지되어 주행할 때 트레드 중심보다 숄더에 큰 접지압이 작용하여 숄더부의 마멸가 크게 되는 구조적 차이 때문으로 보인다.

Fig. 11은 사이드월 방향의 음압을 각 주파수밴드별로 나타낸 결과로 가진주파수 60 Hz에서 음압은 최대값을 가졌다. (a)는 공기압을 1.4 kgf/cm²에서 2.3 kgf/cm²으로 증가시킨 경우로, 60 Hz의 가진에 기인된 조화적(Harmonic)성분 때문에 100~150 Hz(특히, 120 Hz)를 제외하고 모든 주파수에서 공기압의 증가에 따라 음압은 감소하였다. (b)는 감쇠값을 변화 시켜가며 측정한 결과로 감쇠값이 큰 타이어의 경우 전 주파수밴드에서 음압

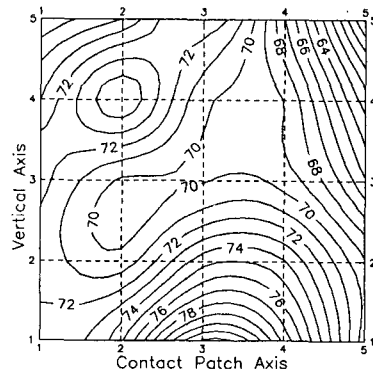
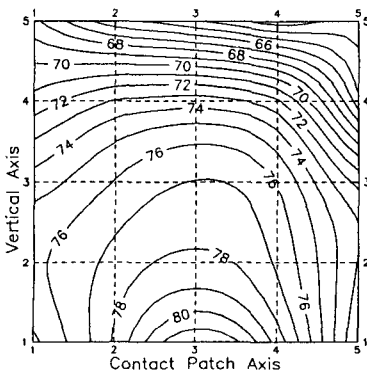
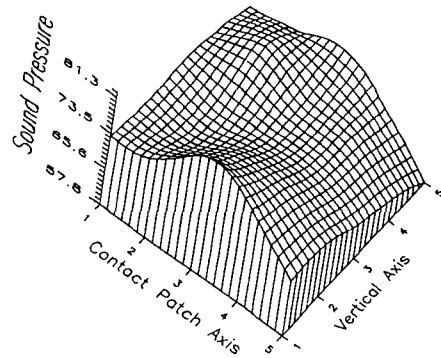
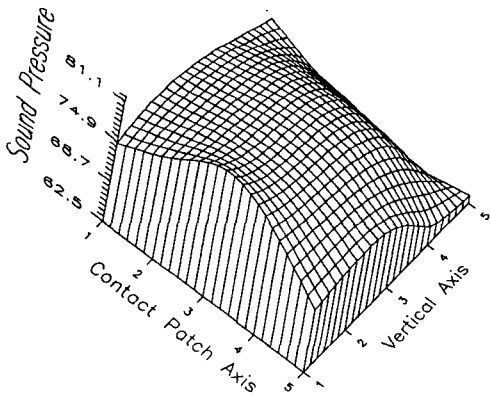


Fig. 7 Sound pressure for tire A in sidewall(2.3 kgf/cm²)

Fig. 8 Sound pressure for tire B in sidewall(2.3 kgf/cm², Worned)

은 감소하였다. (c)는 타이어의 편평비를 변화시킨 경우로 Fig. 9에서와 같이 편평비가 증가할수록 전 주파수밴드에서 음압은 감소하였다.

4.2 이론예측치와 실측치의 비교

식(6)의 무차원 음향파워 적분은 조화분포하중을 받는 타이어의 경우에 대하여 무차원 변수를 가지고 수치적분한 것으로, 음향파워에 대한 각 인자들의 영향을 분석하기 위하여 강성계수, 인장력, 감쇠, 분포하중의 길이 등에 대한 상대적인 음향파워의 영향을 3차원으로 비교해 보았다. 특히, 수치해석시에 타이어에 상응하는 $EI(=0.582N \cdot m^2)$, $\rho sA(=1.412 \text{ kg/m})$ 를 대입하였고, 음향매질은 공기($c_0=343 \text{ m/sec}$, $\rho_0=1.24 \text{ kg/m}^3$)로 하였으며 가진주파수에 관련되는 Stiffness Factor 및 Wavenumber Ratio를 각각 0-1.5, 0.01-1.5로 변화시키며 수치해석 하였다.

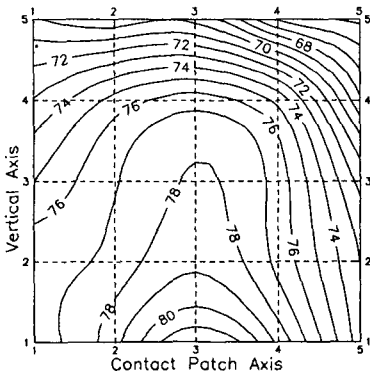
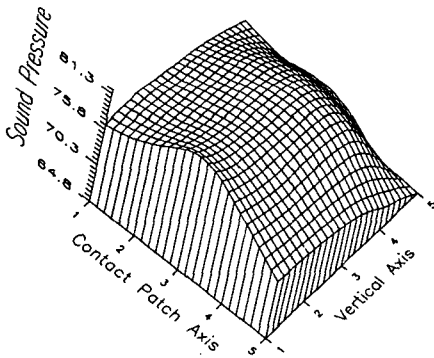
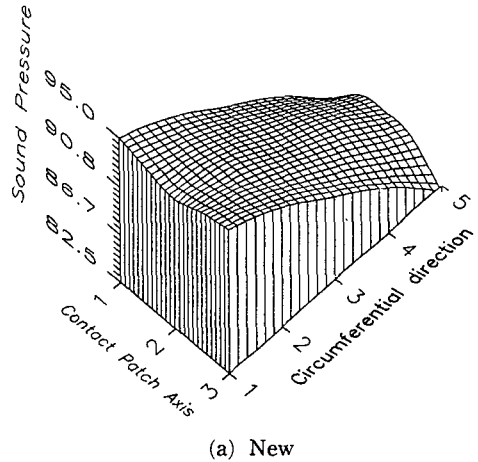
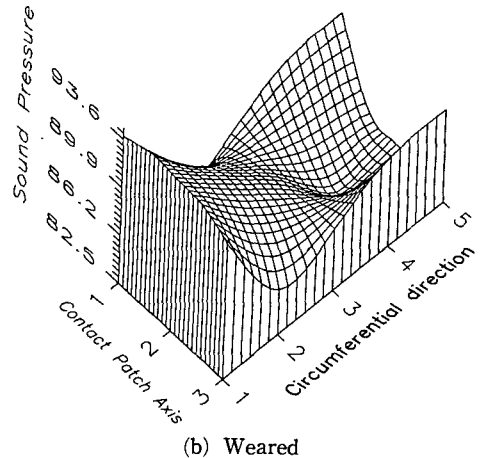


Fig. 9 Sound pressure for tire C in sidewall(2.3 kgf/cm²)

Fig. 12는 수치해석 결과로 조화분포하중을 받는 타이어로 부터 방사하는 음향파워 레벨로 강성계수가 '1'인 경우에는 구동주파수(driving frequency)가 타이어의 고유진동수에 접근되어 발생하는 공진방사(resonance radiation)로 상대적인 음향파워 레벨이 현격히 증가하였고, 파수비가 '1' 부근에서는 타이어의 구조적인 파수(structural wavenumber)와 음향파수(acoustic wavenumber)가 일치하는 임계현상(coincidence effect)이 발생하여 상대적인 음향파워 레벨이 증가하였다. 또한, 감쇠값이 증가할수록 공진방사의 영향이 줄어들고 상대적인 음향파워 레벨이 감소하였으며, 분포하중의 길이가 증가하면 상대적인 음향파워 레벨은 감소하였다.

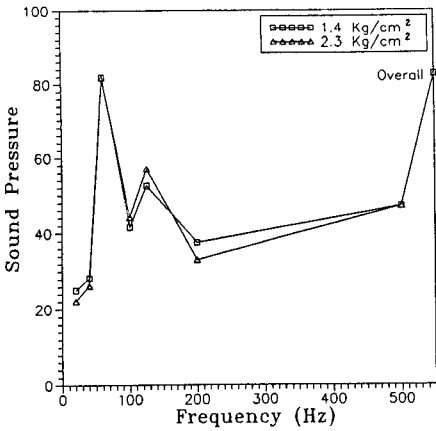


(a) New

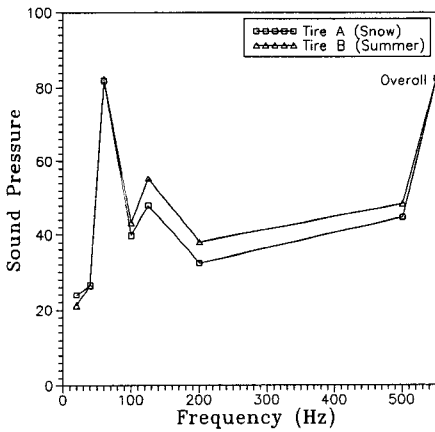


(b) Worn

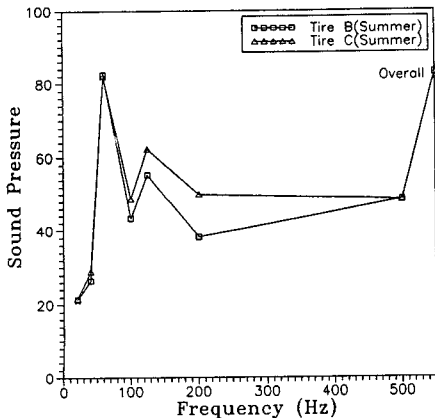
Fig. 10 Sound pressure for tire B in sidewall(2.3 kgf/cm²)



(a) Change of air pressure



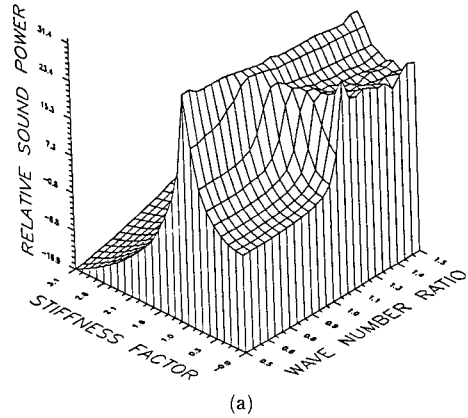
(b) Change of damping



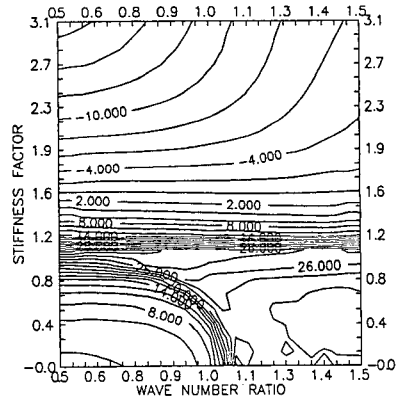
(c) Change of aspect ratio

Fig. 11 Sound pressure for frequency band

Fig. 13과 Fig. 14는 수치해석 결과와 실험결과를 비교한 것으로 감쇠값 및 인장력의 증감에 따른 수치해석 및 실험결과이다. 특히, 본 연구에서는 감쇠값이 다른 타이어를 이용하였고, 공기압의 변화에 따라 인장력을 변화시키며 실험을 행하였으며,



(a)



(b)

Fig. 12 (a) Relative sound power versus stiffness factor and wavenumber ratio for air loading
(b) Contour line

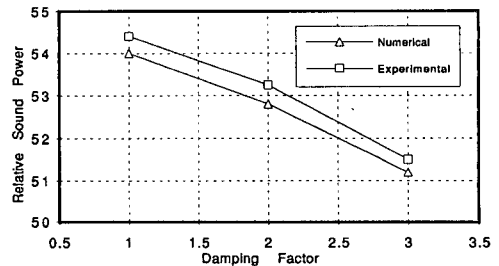


Fig. 13 The variation of sound power by increased damping factor

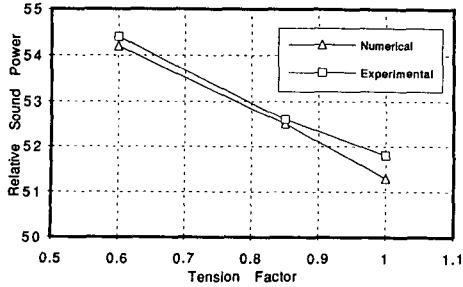


Fig. 14 The variation of sound power by increased tension factor

각각의 경우에 대한 타이어의 물성치를 이용하여 수치해석을 하였다.

5. 결 론

승용차 타이어의 가진에 의한 음향방사특성에 대한 실험결과로부터 다음과 같은 결론을 구하였다.

(1) 타이어의 사이드월 방향 음압에 대해서는 타이어 접지면을 중심으로 대칭적으로 방사하였는데, 공기압이 감소하면 접지면적의 증가로 음압이 증가하였고, 트레드의 재질 및 구조변경으로 감쇠값이 증가하면 음압이 감소하였으며, 타이어의 편평비가 증가하면 타이어 질량의 증가와 구조변경에 의해 타이어 음압이 감소하였다. 또한, 타이어가 마모되면 접지면을 중심으로 비대칭적으로 방사하였다.

(2) 타이어의 트레드 방향 음압에 대해서는 접지면으로부터 멀어질수록 음향세기가 감소하였고, 트레드가 마모된 경우, 접지면을 중심으로 비대칭적으로 방사하였으며 구조적 차이에 의해 트레드 중심보다 솔더부의 음향세기가 크게 나타났다.

(3) 타이어를 분포하중을 받아 가진되는 탄성 링으로 가정하고 파수영역에서 해석적인 방법으로 접근한 음향방사 이론의 수치해석 결과와 상대적인 음향파위를 비교한 결과 타이어 내부 공기압과 감쇠값의 변화에 대하여 동일한 경향을 보여 주었다.

후 기

본 연구는 한국타이어제조주식회사 중앙연구소의 지원에 의해 수행되었으며 이에 감사의 뜻을 포함합니다.

참고문헌

- (1) Hayden, R. E., 1971, "Road Side Noise from the Interaction of a Rolling Tyre with a Road Surface," Proceeding of the Purdue Noise Control Conference.
- (2) Willett, P. R., 1975, "Tyre Tread Pattern Sound Generation," Tire Science and Technology, TSTCT, Vol. 3, No. 4, pp. 252~266.
- (3) Keltie, R. F., 1982, "Analytical Model of the Truck Tire Vibration Sound Mechanism," J. Acoust. Soc. Am. 71(2), pp. 359~367.
- (4) Eberhardt, A. C., 1977, "The Truck Tire Vibration Sound Mechanism," Ph.D. Dissertation, North Carolina State University, Raleigh, North Carolina.
- (5) Reiter, W. F., Jr., 1973, "Investigation of Vibration in Truck Tire Noise Generation," Ph. D. Dissertation, North Carolina State University, Raleigh, North Carolina.
- (6) Heckl, M., 1986, "Tyre Noise Generation," Wear, 113, pp. 157~170.
- (7) Tielking, J. T., 1965, "Plane Vibration Characteristics of a Pneumatic Tire Model," SAE Paper 650492, Society of Automotive Engineers, Warrendale, Pa., pp. 1~6.
- (8) White, R. G. and Walker, J. G., 1982, Noise and Vibration, John Wiley & Sons, pp. 247~249.
- (9) 김병삼, 1992, "타이어 소음에 대한 연구 동향," 한국소음진동공학회지 제2권 제4호, pp. 259~263.