

타이어의 첫 번째 공기공동 공명에 관한 유한요소해석

FE Analysis for Fundamental Air-cavity Resonant Frequency of Tire

김 용 우[†] · 방 성 현*
Yong-Woo Kim and Sunghuyn Bang

(2009년 3월 20일 접수 ; 2009년 6월 10일 심사완료)

Key Words : Tire(타이어), Air-cavity Resonance(공기공동 공명), Finite Element Analysis(유한요소해석), Acoustic Modal Test(음향학적 모달 테스트)

ABSTRACT

Vehicle interior noise is the results of numerous sources of excitation. One source involving tire pavement interaction is the tire cavity resonance and the forcing it provides to the vehicle spindle. Using a simplified model for the tire acoustic cavity system only, we formulated finite element equation to predict the fundamental acoustic cavity resonant characteristics inside tire-wheel assembly of undeformed and deformed tire. Combining the finite element analysis with experimental verification, we explained the acoustic characteristics theoretically. Especially, we have shown that the difference between the first two resonant frequencies increases as the deformation of deformed tire increases.

1. 서 론

자동차업계의 주요 관심사 중의 하나로 자동차 내부의 소음 저감 즉, 자동차의 소음 및 진동 특성의 향상을 들 수 있다. 주행 중인 자동차 내부의 소음 스펙트럼을 보면 여러 피크가 나타나는데, 400 Hz 이하의 저주파수대역에서 실내소음은 주로 구조적 소음(structural borne noise)으로 구성되어 있다⁽¹⁻⁴⁾. Sakata⁽³⁾의 실험에 의하면, 자동차가 주행할 때의 실내소음은 차축(spindle)에서 측정된 하중과 매우 밀접한 관계를 보이며, 200~300 Hz 사이에서 타이어의 공기공동 공명에 의한 2개의 피크가 이웃하여 나타난다. 이 피크는 타이어의 구조나 공기압과 상관없이 거의 일정하여, 근본적으로 구조적인 진동보다는 타이어와 휠 사이의 공기공동의 진동에 의한 것으로 알려져 있다. 또한, Kim^(5,6)의 실험에

따르면 공기공동에 의한 200~300 Hz 사이에서 나타나는 2개의 공명모드는 타이어의 구조적 고유모드와 결합하여 나타난다. 이러한 공기공동 공명에 의한 진동은 타이어의 트레드와 도로의 접촉에 의해 공기공동이 가진되어 발생한다. 위의 실험 결과들은 실내 소음의 경우 타이어의 진동 특성에 강하게 영향을 받음을 의미하며, 또한 음향학적 공명은 차축에 해당 주파수로 하중을 가하게 되어 종국에는 자동차 실내소음을 발생시킴을 의미한다. 이에 따라 타이어의 공기공동 공명이 실내 소음의 주요한 특징으로 인식되고 있다.

Sakata 등은 1차원으로 단순화시킨 모델(open ended tube)을 사용하여 하중을 받지 않는 즉, 변형되지 않은 타이어의 첫 번째 공기공동 공명주파수를 계산하였으며, 유한요소법을 사용하여 타이어의 편평비(aspect ratio)가 공기공동 공명주파수에 미치는 영향을 조사하였다. 그 결과 공기공동의 공명주파수는 편평비에 무관함을 보였다. Thompson⁽⁷⁾은 공동내의 음향파(acoustic wave)를 평면파(plane wave propagation)로 가정하여 하중을 받아 변형된 타이어의

[†] 교신저자; 정희원, 순천대학교 기계공학과
E-mail : kyw@sunchon.ac.kr
Tel : (061)750-3536, Fax : (061)750-3530
^{*} 순천대학교 대학원 기계공학과

공기공동 공명주파수를 계산하였다. 그러나 이 방법은 타이어의 변형 형상에 대한 단순화가 심하여 상당한 오차를 동반할 수 있다. Gunda 등⁽⁸⁾은 1차원 Helmholtz 방정식을 이용한 유한요소 타입의 접근 방법을 사용하여 타이어의 공기공동 공명주파수를 계산하였으며, 상용 프로그램을 이용하여 구조진동과 공기공동의 음향학적인 문제가 연성된 문제를 해석하였다. Yamauchi와 Akiyoshi⁽¹⁾는 단순화시킨 1차원 모델을 제시하고 이에 Rayleigh-Ritz method를 사용하여 자유상태의 타이어와 변형된 타이어의 공기공동 공명주파수를 계산하였다. 그들의 모델에 따르면 변형된 타이어는 형상의 대칭에서 벗어남에 따라, 축대칭일 때 첫 번째의 공명주파수가 2개의 주파수로 분지된다는 사실을 보였다.

이 연구에서는 손쉽게 공기공동 공명주파수와 모드를 계산할 수 있도록 하기 위해서, 그리고 공기공동 공명으로 인한 현상을 이론적으로 쉽게 파악할 수 있도록 하기 위해서, Yamauchi 등이 제시한 공기공동의 에너지를 채용하여 유한요소 방정식을 유도하였다. 그리고 공기공동의 기하학적 형상을 측정하여 유한요소해석을 실시하였다. 유한요소해석 결과를 실험값과 비교하여 수치해석 결과의 정확도를 검증하였다. 또한, 지면접촉 타이어의 변형 정도(늘림 정도)에 따른 공기공동 공명주파수의 변화에 대해 실험하고, 이 실험에 대응하는 기하학적 단순모델을 설정하여 수치해석을 실시함으로써 타이어에 가해지는 하중이 증가하여 공기공동의 변형이 심할수록 분지된 두 개의 공기공동 공명주파수의 간격은 더욱 벌어진다는 실험 결과의 경향을 이론적으로 설명하였다.

2. 유한요소 수식화

유체 매질 속에서 음향파에 의해 전달되는 에너지는 유체미립자의 운동에너지와 압축된 유체의 포텐셜 에너지로 구성된다. 타이어와 림 사이의 공기공동에 대해, Fig. 1과 같이 원통좌표계(r, θ)를 채용하여 휠 중심 O 의 바로 아래쪽의 위치를 $\theta = 0$ 으로 설정한다. 그리고 음압(acoustic pressure)을 $p(\theta, t)$, 유체 매질의 밀도를 ρ , 유체 미립자의 각 변위(angular displacement)를 $\psi(\theta, t)$ 로, 휠 중심 O 로부터 반경방향의 공동(cavity)의 단면적을 $A(\theta)$

로, 그리고 휠의 중심 O 로부터 단면의 도심까지의 거리를 $\bar{R}(\theta)$ 로 나타낸다. 여기서 t 는 시간을 의미한다.

임의의 각도 θ 에서 미소 각도 $d\theta$ 에 포함된 미소 공기공동의 질량 dm 은 다음과 같다.

$$dm = \rho A \bar{R} d\theta \tag{1}$$

위의 미소 질량의 운동에너지는 다음과 같이 표현된다.

$$dT = \frac{1}{2}(dm)(V^2) = \frac{1}{2}\rho A \bar{R}^3 \left(\frac{\partial \psi}{\partial t}\right)^2 d\theta \tag{2}$$

그러므로 공동 내의 전체 운동에너지는 다음과 같다.

$$T = \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} \rho A \bar{R}^3 \left(\frac{\partial \psi}{\partial t}\right)^2 d\theta \tag{3}$$

한편, 임의의 단면에서 θ 방향의 평균 변형률 ϵ_θ 과 평균 응력 σ_θ 는 다음과 같이 표현된다.

$$\epsilon_\theta = \frac{\partial \psi}{\partial \theta}, \quad \sigma_\theta = -p = \kappa \epsilon_\theta = \kappa \frac{\partial \psi}{\partial \theta} \tag{4}$$

여기서 κ 는 유체의 체적탄성률(bulk modulus)이다. 그러므로 미소체적의 변형에너지는 다음과 같이 표현되며

$$dV = \frac{1}{2} \sigma_\theta \epsilon_\theta dv = \frac{1}{2} A \kappa \bar{R} \left(\frac{\partial \psi}{\partial \theta}\right)^2 d\theta \tag{5}$$

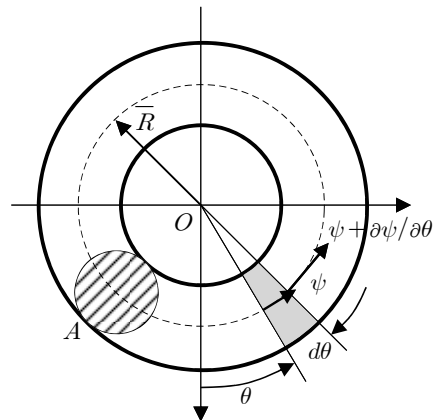


Fig. 1 Definition of variables for tire cavity model

공동내의 압축유체의 전체 포텐셜 에너지는 다음과 같다.

$$V = \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} A\kappa\bar{R} \left(\frac{\partial\psi}{\partial\theta} \right)^2 d\theta \quad (6)$$

따라서 라그랑지언(Lagrangian)은 다음과 같이 정의된다.

$$L = T - V \quad (7)$$

이제 임의의 한 요소, (e)에 대해 각 변위 ψ 를 3-절점 요소를 사용하여 다음과 같이 가정한다.

$$\psi = \sum_{i=1}^3 N_i(\theta)\psi_i(t) \quad (8)$$

또한, 단면적과 도심을 등매개 요소(isoparametric element)로 표현하면 다음과 같다.

$$\theta = N_1\theta_1 + N_2\theta_2 + N_3\theta_3 \quad (9)$$

$$A = N_1A_1 + N_2A_2 + N_3A_3 \quad (10)$$

$$\bar{R} = N_1\bar{R}_1 + N_2\bar{R}_2 + N_3\bar{R}_3 \quad (11)$$

이를 라그랑지언에 대입한 후, 해밀톤의 원리(Hamilton's principle), 즉 $\int_{t_1}^{t_2} \delta L dt = 0$ 를 적용하여 다음의 유한요소 방정식을 얻는다.

$$\sum_{(e)}^{ELE} \left[\int_{(e)} \rho A \bar{R}^3 N_i N_j d\theta \ddot{\psi}_i + \int_{(e)} A \kappa \bar{R} N_i' N_j' d\theta \psi_i \right] = 0 \quad (12)$$

여기서 ELE 는 사용한 총 요소의 개수이고 $N_i' = dN_i/d\theta$ 를 의미한다. 위식을 행렬 형태로 다시 쓰면 다음과 같다.

$$\sum_{(e)}^{ELE} \left([M^{(e)}] \{ \ddot{\psi}^{(e)} \} + [K^{(e)}] \{ \psi^{(e)} \} \right) = \{ 0 \} \quad (13)$$

여기서 요소의 질량행렬과 강성행렬은 다음과 같다.

$$M_{ij}^{(e)} = \int_{(e)} \rho A \bar{R}^3 N_i N_j d\theta \quad (14)$$

$$K_{ij}^{(e)} = \int_{(e)} A \kappa \bar{R} N_i' N_j' d\theta \quad (15)$$

3. 실험

3.1 측정용 타이어와 실험장치

실험에서 사용한 타이어는 트레드 패턴(pattern)이 없는 타이어(205/60R15)이며, 휠은 15인치 자동차용 휠을 사용하였다. 실험에서 타이어의 내압은 2.2 kgf/cm²로 유지하였다.

타이어의 축에 수직하중을 가하고 그에 따른 변위를 측정하기 위하여 Fig. 2와 같이 만능시험기(UTM)를 이용하였다. 그리고 임팩트 햄머(086C03-PCB)로 가진시켜 압력센서(106B-PCB)로 음압을 측정하여 다채널 신호분석기(multi-channel signal analyzer)를 이용하여 공기공동의 음향학적 공명특성을 얻었다.



Fig. 2 Experimental apparatus for vertical loading

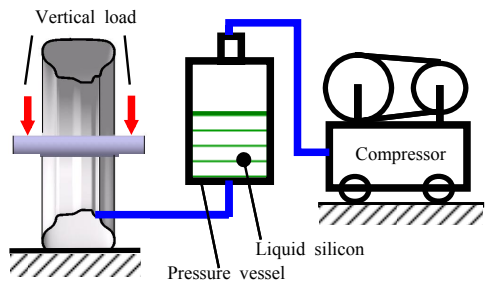


Fig. 3 Manufacturing process of the tire cavity mold

3.2 변형된 공기공동의 단면적과 도심의 측정

유한요소법을 이용하여 공기공동의 공명주파수를 계산하기 위해서는 공기공동의 단면적 및 단면적의 도심까지의 거리(\bar{R})에 관한 데이터가 필요하다. 이와 같은 데이터를 얻기 위해 공기공동의 실제형상이 필요하므로 이것의 복사본을 제작하기 위해 Fig. 3과 같은 장치를 사용하였다.

(1) 공기공동의 모형 제작과정

공기공동의 모형의 제작과정은 다음과 같다. 먼저 경화제를 첨가한 액체 실리콘을 압력용기에 넣어 둔다. 타이어를 만능시험기에 장착한 다음, 액체 실리콘 주입구(휠에 미리 뚫어 놓은 구멍)와 압력용기 및 압축기를 Fig. 3과 같이 관으로 연결한다. 그런 다음, 압축기를 이용하여 압축 공기로 압력용기안의 액체 실리콘을 휠과 타이어 사이의 공기공동으로 밀어 넣는다. 그 후 연결한 관을 모두 제거하고 실리콘 주입구를 밀폐시키고, 타이어 공기 주입구(air valve)에 압축기를 연결하여 타이어의 내압을 2.2 kgf/cm²으로 맞춘 다음, Fig. 2와 같이 UTM을 이용

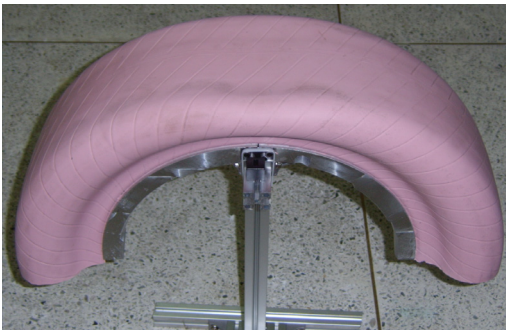


Fig. 4 Silicon mold of the air-cavity

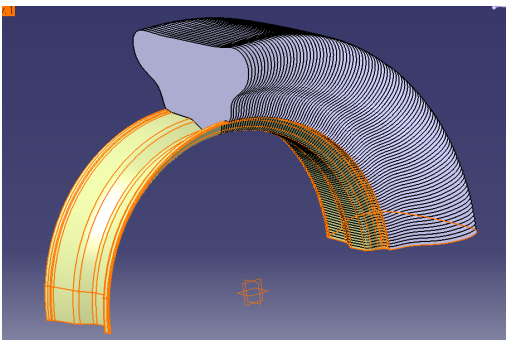


Fig. 5 Cavity solid model subjected to vertical load

하여 타이어에 300 kgf의 수직하중을 가한 상태로 24시간 이상 실리콘을 충분히 자연경화 시킨 후 공기공동의 모형을 분리시킨다. 이때 사용한 성형용 실리콘은 길이 수축률이 0.3 %인 고강도 성형용 실리콘(KE-1402)이다.

Fig. 4는 수직하중을 받는 타이어의 공기공동의 실리콘 모형(지면과 접촉하는 부분)이다. 이 실리콘 모형의 무게는 약 18 kg 정도로 그대로 두면 자중에 의하여 휘어지므로 제작에 쓰였던 것과 동일한 휠을 Fig. 4와 같이 모형의 받침으로 사용하여 공기공동의 정확한 형상과 치수를 유지할 수 있도록 한 다음 기하학적 형상을 측정하였다.

(2) 공기공동의 실리콘 모형 측정

공기공동의 silicon 모형을 스캐닝하여 3차원의 좌표 데이터로 바꾸고, 이 데이터를 이용하여 공기공동의 단면적과 타이어의 중심으로부터 단면적의 도심까지의 거리를 측정하였다. 이 과정에서 광학식 3D스캐너(COMET VZ(Vario Zoom)), 리버스 엔지니어링 소프트웨어(Geomagic Studio), 3D 모델링 소프트웨어(CATIA)를 이용하였다.

측정한 3차원 표면의 좌표 데이터를 바탕으로 CATIA를 이용하여 타이어의 중심 각도를 1도 간격으로 분할하여 공기공동의 각 단면마다의 단면적 및 타이어 중심으로부터 도심까지의 거리를 측정하였다. Fig. 5는 CATIA를 이용하여 생성한 공기공동의 solid 모델이다.

4. 결과 및 검토

하중을 가하지 않는 자유상태의 타이어 내부의 공기공동의 공명특성과 수직하중을 받아 변형된 공기공동의 공명특성에 대한 실험 결과를 유한요소해석 결과와 각각 비교하였다. 이때 타이어 공기공동의 공기 온도는 21.75 °C로 유지하였으며 실내 습도는 49.9%를 유지시켰다, 그리고 타이어의 공기압은 2.2 kgf/cm²로 유지하였다. 공기의 온도가 21.75 °C일 때의 주요 물성 값은 다음과 같다.

- 공기의 음속 : $c = 344.4937$ m/s,
- 공기의 밀도 : $\rho = 1.1970$ kg/m³

그리고 체적탄성률 κ 는 음속과 밀도의 관계($c^2 = \kappa/\rho$)로부터 얻을 수 있다.

4.1 자유상태의 공기공동

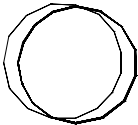
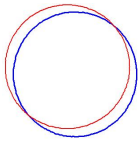
유한요소해석에 사용한 단면적, 도심 및 단면의 반경은 자유상태에 있는 실제 타이어의 공기공동으로부터 측정된 데이터(단면적, $A=0.0179801 \text{ m}^2$; 휠의 중심으로부터 공기공동 단면적의 도심까지의 거리, $\bar{R}=0.240596 \text{ m}$)를 사용하였으며, 단면의 반경(r_o)은 $A=\pi r_o^2$ 의 관계가 성립하는 r_o 를 계산하여 사용하였다. 공기공동을 균등한 크기의 요소 100개로 모델링하여 유한요소해석을 실시하였다. 공기공동에 대한 음향학적 모달 테스트(acoustic modal test)^(5,6)를 실시하여 얻은 첫 번째 공명주파수와 고유진동형을 수치해석 결과와 함께 Table 2에 정리하였다. Table 2에서 보는 것과 같이 공기공동의 첫 번째 공명주파수는 유한요소해석의 값이 실험값보다 약 2.59 Hz 정도 더 작게 계산되었다.

4.2 수직하중(300 kgf)을 받아 변형된 공기공동

수직하중을 받아 변형된 공기공동의 공명주파수는 자유상태의 첫 번째 공기공동 공명주파수를 기준으로 이보다 약간 작은 공명주파수와 약간 큰 공명주파수로 분지되어 2개가 나타난다.

이 절에서는 유한요소해석 결과의 정확도를 검증하기 위하여 300 kgf의 수직하중을 받아 변형된 실제 타이어의 공기공동의 실리콘 모형(Fig. 4)으로부터 얻은 데이터를 이용하여 유한요소해석을 실시하였다. 이때 전체 공기공동을 100등분하였다. 유한요소해석 결과를 실제 타이어의 공기공동에 대한 음향학적 모달 테스트^(5,6) 결과와 함께 Table 3에 정리하였다. Table 3의 공명주파수를 비교해보면, 작은 쪽 주파수에서 수치해석 결과가 실험값보다 약 1.5 Hz 정도 더 작게 계산되었으며, 큰 쪽 주파수는 수치해석 결과가 실험값보다 약 0.68 Hz 정도 더 높게 계산되었다.

Table 2 Comparison of air-cavity resonant frequencies and their acoustic mode shapes of unloaded tire

Experiment	F.E analysis
	
230.47 Hz	227.88 Hz

4.3 수직하중의 크기에 따른 공명주파수의 변화 (1) 실험

지면 접촉하고 있는 타이어에 가해지는 수직하중을 100 kgf에서 500 kgf까지 변화시키면서 공기공동의 공명주파수를 측정하여, 타이어의 변형이 공명주파수에 미치는 영향을 조사하였다. 그 결과를 Table 4와 Fig. 6에 정리하였다.

Table 3 Comparison of air-cavity resonant frequencies and acoustic mode shapes when the tire is subjected to a vertical load of 300 kgf

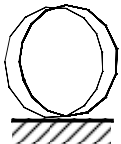
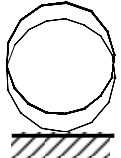
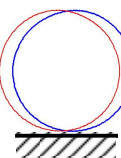
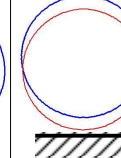
Experiment		F.E Analysis	
			
224.61 Hz	234.38 Hz	223.11 Hz	235.06 Hz

Table 4 The first two acoustic air-cavity resonant frequencies of deformed tire, which are dependent on the deflection or the magnitude of vertical load

Load [kgf]	Max. deflection, δ^* [mm]	Frequency (lower) [Hz]	Frequency (higher) [Hz]
100	13.84	-	232.42
150	20.03	226.56	232.42
200	26.23	226.56	234.38
250	32.36	226.56	234.38
300	37.28	224.61	234.38
350	42.80	224.61	236.33
400	48.84	224.61	236.33
450	54.84	224.61	236.33
500	60.11	222.66	238.28

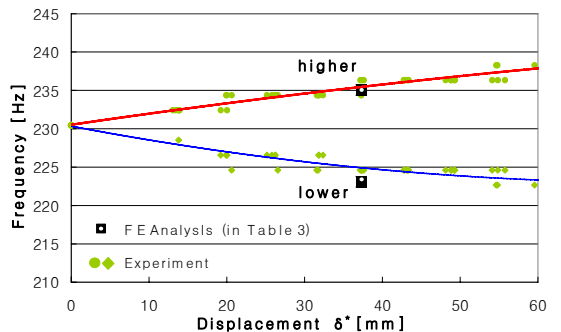


Fig. 6 Experimental first two acoustic air-cavity resonant frequencies in terms of the maximum deflection δ^*

Table 4에 보인 바와 같이 수직하중이 증가하면 변형(δ^* ; 지면과의 접촉면에서의 타이어의 최대 변위)도 증가한다. 이에 따라 Fig. 6에서처럼 두 공명 주파수 간의 차이가 더욱 커짐을 알 수 있다. 즉, 작은 쪽 주파수는 더욱 감소하고 큰 쪽 주파수는 더욱 증가하는 경향을 보인다.

그런데 Table 4에서 보는 바와 같이 타이어의 최대 변위(δ^*)가 증가하여도 주파수의 변화가 거의 없는 구간이 나타나고 있다. 이 원인을 검토하기 위하여 타이어에 수직하중을 가하는 위치를 Table 4의 것(0°)을 기준으로 45° 간격($0^\circ, 45^\circ, 90^\circ, 135^\circ, 180^\circ$)으로 바꿔서 각각에 대해 동일한 음향학적 모달 테스트를 실시하였다. 이 실험의 결과들을 2차 곡선으로 곡선 적합(curve fitting)시킨 적합곡선과 데이터를 Fig. 6에 도시하였다.

실험 결과를 보면, 수직하중을 가하는 위치에 따라 약간씩 공명주파수가 다르게 측정되었다. 또한 수직하중이 증가하여도, 주파수가 일정한 구간은 그 구간이 약간씩 다르거나 작더라도 여전히 존재하였다. 수직하중을 가하는 위치에 따라 약간씩 공명주

파수가 달라지는 것은 타이어 강성의 불균일성으로 인하여 동일한 변위(δ^*)에 대한 타이어의 변형이 약간씩 다르기 때문인 것으로 판단되며, 하중을 가하는 위치가 다르더라도 약간씩이나마 여전히 주파수 변화가 없는 구간이 나타나는 것은 타이어의 제조상의 결함(코드 및 강선의 고무와의 결합이 완벽하지 못함)에 기인하는 것으로 판단된다.

(2) 단순화시킨 공기공동에 대한 유한요소해석

지면 접촉 타이어는 수직하중을 받아 변형한다. 이때, 타이어 공기공동의 반경방향의 단면적과 도심은 각도(θ)와 수직하중의 함수이다. 그러나 타이어 공기공동의 변형 형상을 수식으로 나타내기 어려울 뿐만 아니라, 이를 측정하기 위해서는 4.2절에서와 같이 하중별로 공기공동의 실리콘 모형을 제작해야 하는 어려움이 따르므로 이를 피하기 위해 이상화된 모델을 사용하여 유한요소해석을 실시하여 4.3절의 실험 결과를 검토하고자 한다. 이를 위해, Fig. 7과 같은 바깥쪽 반경 R_o , 안쪽 반경 R_i , 그리고 단면의 반경 r_o 인 도넛 모양의 타이어의 공기공동을 고려한다.

편평한 지면과 접촉하고 있는 타이어가 수직하중을 받으면, 공기공동이 Fig. 7의 굵은 실선과 같이 변형한다고 가정하자. 즉, $|\theta| \leq \theta^*$ 의 구간에서만 변형이 일어나고 나머지 구간에서는 원래의 형상을 유지한다고 가정하자. 그리고 $\theta = 0$ 에서 공기공동의 반경방향의 최대변위(deflection)를 δ^* 라고 표기한다. δ^* 는 측정 가능한 값이므로 이를 이용하여, Fig. 7에서 변형 부분의 최대중심각도 θ^* 는 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$\theta^* = \cos^{-1}\left(\frac{R_o - \delta^*}{R_o}\right) \tag{16}$$

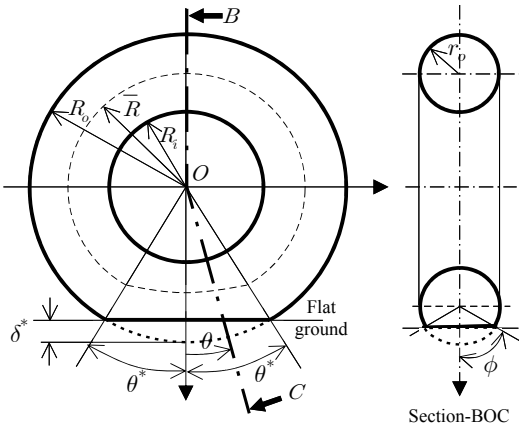


Fig. 7 A simple air-cavity model

Fig. 7의 단순화된 공기공동의 단면적($A(\theta)$) 및

Table 5 Cross sectional area, $A(\theta)$ and centroid, $\bar{R}(\theta)$ of the simple cavity model

	$ \theta \leq \theta^*$	$ \theta \geq \theta^*$
$A(\theta)$	$r_o^2 \left\{ \frac{\pi}{2} + \sin^{-1}(\cos\phi) + \sin\phi \cos\phi \right\}$	πr_o^2
$\bar{R}(\theta)$	$R_o - r_o - \frac{2}{3} \frac{r_o \sin^3\phi}{\frac{\pi}{2} + \sin^{-1}(\cos\phi) + \sin\phi \cos\phi}$	$\frac{R_o + R_i}{2}$

도심까지의 거리($\bar{R}(\theta)$)에 관한 식들을 Table 5에 정리한다. 이 식들에서 나타나는 ϕ 는 θ 와 다음과 같은 관계를 갖는다.

$$\phi = \cos^{-1} \left\{ 1 - \frac{1}{r_o} \left(R_o - \frac{R_o - \delta^*}{\cos \theta} \right) \right\} \quad (17)$$

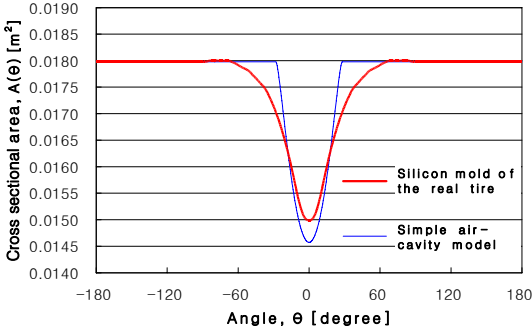


Fig. 8 Comparison of cross-sectional area $A(\theta)$ of silicone mold with that of the simple air-cavity model

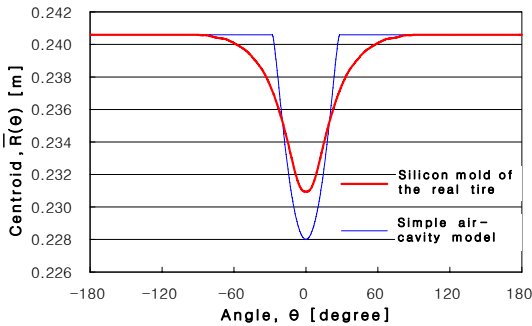


Fig. 9 Comparison of centroid $\bar{R}(\theta)$ of silicone mold with that of the simple air-cavity model

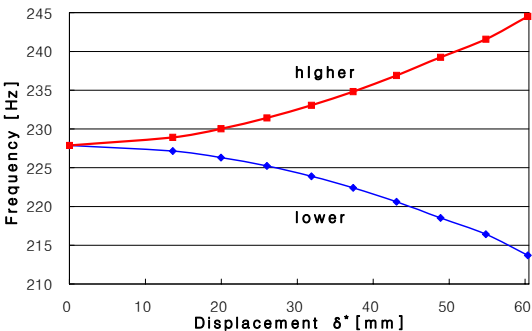


Fig. 10 The first two resonant frequencies calculated by the finite element analysis on the simple air-cavity model

Fig. 7의 단순 모델에 대한 유한요소해석에서, 공기공동의 기하학적 데이터는 Table 5의 공식을 사용하였다. 이때 필요한 단면의 반경(r_o)은 $A = \pi r_o^2$ (여기서, A 는 4.1절의 자유상태 타이어의 공기공동의 단면적)의 관계가 성립하는 r_o 를 사용하였으며, R_o 와 R_i 는 $R_o = \bar{R} + r_o$, $R_i = \bar{R} - r_o$ (여기서 \bar{R} 는 4.1절의 자유상태 타이어의 공기공동 단면적의 도심까지의 거리, 0.240596 m)를 사용하였다.

Fig. 8과 Fig. 9는 단순 공기공동 모델($\delta^* = 37.28$ mm (Table 4로부터 수직하중 300 kg에 해당))과 실제 타이어의 공기공동의 단면적과 도심을 각각 비교한 것이다. 두 그래프에서 $\theta = 0^\circ$ 인 지점이 타이어가 처음부터 지면과 접촉하던 위치이다.

단순 공기공동 모델(Fig. 7)을 균등한 크기의 요소 100개로 모델링하여 δ^* 의 값을 변화시키면서 유한요소해석을 실시하였다. 최대변위(δ^*)의 변화에 따른 분지된 2개의 공명주파수의 변화를 Fig. 10에 도시하였다.

(3) 비교 및 검토

Fig. 6(실제 타이어의 공기공동의 공명 특성)과 Fig. 10(단순 공기공동 모델의 공명특성)을 직접 비교하는 것은 곤란하다. 왜냐하면 공기공동의 기하학적 형상이 동일하지 않고 많이 차이가 나기 때문이다. 그러나 두 그래프는 수직하중이 증가함에 따라(즉, δ^* 가 증가함에 따라) 두 개의 주파수 사이가 점점 벌어지는 공통적인 경향을 보이고 있다. 이는 수직하중이 클수록, 공기공동의 주파수가 어떻게 거동하는지, 그리고 그 원인이 기하학적 형상 변화에 있음을 잘 설명해주고 있다.

4. 결론

이 연구에서는 타이어와 휠 사이의 공기공동에서 음향파에 의해 전달되는 에너지 표현을 이용하여 음향학적 모드해석을 위한 유한요소 방정식을 유도하고, 이를 실제 타이어에 적용하였다. 먼저, 유한요소법을 자유상태의 타이어 공기공동에 적용하여 첫 번째 공명주파수 및 공명모드를 계산하였으며, 두 번째로 지면과 접촉하고 있는 타이어가 수직하중을 받아 변형된 경우의 타이어 공기공동에 유한요소법

을 적용하여 두 개의 공명주파수와 해당 음향학적 모드를 계산하였다. 그리고 해석 결과를 음향학적 모달 테스트의 결과와 비교하였다. 그 결과, 타이어 공기공동의 단면이 축대칭일 경우에 나타나는 첫 번째 공명주파수가, 수직하중으로 인해 단면이 축대칭을 이루지 못하게 되면 두 개의 공명주파수로 분지됨을 확인하였다. 특히, 지면 접촉 타이어가 수직하중을 받아 변형하는 경우, 하중이 증가할수록, 즉 공기공동의 변형이 증가할수록 분지된 두 공명주파수 사이의 간격이 더욱 벌어진다는 실험 결과의 경향을 단순화된 공기공동 모델에 대한 유한요소해석을 통해 이론적으로 확인하였다.

참 고 문 헌

- (1) Yamauchi, H. and Akiyoshi, Y., 2002, "Theoretical Analysis of Tire Acoustic Cavity Noise and Proposal of Improvement Technique," *JSAE Review*, Vol. 23, pp. 89~94.
- (2) Molisani, L. R., Burdisso, R. A. and Tsihlas, T., 2003, "A Coupled Tire Structure/Acoustic Cavity Model," *International Journal of Solids and Structures*, Vol. 40, pp. 5125~5138.
- (3) Sakata, T., Morimura, H. and Ide, H., 1990, "Effects of Tire Resonance on Vehicle Road Noise," *Tire Science and Technology*, Vol. 18, No. 2, pp. 68~79.
- (4) Ni, E.-J., Snyder, D. S., Walton, G. F., Mallard, N. E., Barron, G. E., Broewll, J. T. and Aljundi, B. N., 1997, "Radiated Noise from Tire/Wheel Vibration," *Tire Science and Technology*, Vol. 25, No. 1, pp. 29~42.
- (5) Kim, Y.-W. and Jeong, K., 2007, "Experiment on the Influence of the Air Cavity Resonance on the Structural Vibration Modes in Radial Tire," *Transactions of KSAE*, Vol. 15, No. 6, pp. 44~49.
- (6) Kim, Y.-W., 2008, "Experiments on Temperature Effect on Air Cavity Resonance and Tire's Vibration Characteristics of a Radial Tire," *Transactions of KSAE*, Vol. 16, No. 3, pp. 102~110.
- (7) Thomson, J. K., "Plane Wave Resonance in the Air Cavity as a Vehicle Noise Source," *Tire Science and Technology*, Vol. 23, No. 1, pp. 2~10.
- (8) Gunda, R., Gau, S. and Dohermann, C., 2000, "Analytical Model of Tire Cavity Resonance and Coupled Tire/Cavity Modal Model," *Tire Science and Technology*, Vol. 28, No. 1, pp. 33~49.