

## 회전 및 하중을 받는 타이어의 응력해석에 관한 연구

황 준,\* 남궁 석\*\*

### A Study on the Finite Element Analysis of Tire under Rolling and Loading Conditions

Joon Hwang\*, Suk Namgung\*\*

#### ABSTRACT

Axisymmetric and quasi-static finite element analysis of an inflated tire rotating with constant angular velocity and contact to road has been performed.

Centrifugal force effect was added to load stiffness matrix and equation of effective material properties were calculated by the Halpin-Tsai formulation.

In this report, radial truck/bus tire was analyzed. It was inflated and rotated at speeds up to 140 km/h. Then, contact problem was performed to calculate stress-strain field of tire with flat rigid road under the load due to the self-weight of a vehicle.<sup>1</sup>

Significant changes of stress-strain field of tire were observed in the finite element analysis. Shear stress, strain and strain energy density were rapidly increased at the edge of #2 belt at freely rotating state.

This concentrated stress and strain made belt edge separation. Under the condition of flat rigid road contact, strain energy density of #2 belt, carcass turn-up part were concentrated and bigger values than only freely rotation state.

Therefore, dynamic behavior of tire has to be considered as design factors which are affected to belt edge separation and bead breakage.

**Key Words** : Tire(타이어), Finite Element Analysis(유한요소해석), Centrifugal Force(원심력), Road Contact(노면접지), Belt Edge Separation(벨트선단부 박리)

\* 한국타이어 중앙연구소(중심회원)

\*\* 충남대학교 기계공학과(중심회원)

## 1. 서 론

국내의 자동차, 항공산업의 발전과 함께 안락하고 안전한 운송수단의 개발에 전세계가 총력을 기울이고 있으며, 이와 함께 지면과 접촉을 통해 차량의 운동성능에 결정적인 영향을 미치는 타이어(tire)에 대한 관심도가 날로 높아지고 있다.

타이어는 여러층의 고무, 섬유, 강철코드(cord)등으로 구성된 이방성 복합구조의 회전체 형상으로 내부에 충전된 공기압에 의해 차량 및 항공기의 하중을 지지하며, 또한 고속, 고하중의 주행조건에도 견딜수 있는 구조체로 설계되지만, 복합구조체 층간의 응력집중에 의한 균열 및 박리현상의 발생시는 치명적인 사고를 야기시킬 수 있는 바, 각종 설계예측기술의 적용 및 확립이 매우 중요하다고 판단된다.

그러나 타이어의 응력해석은 타이어가 갖고 있는 고유특성인 복합재료구조에 의한 비선형적 거동과 구조적 복잡성 때문에 그 적용이 쉽지 않았으며, 이에 대한 해결책으로써 수차래에 걸친 시험용 제조 및 실내/실차 시험을 수반하고 있으나, 최근 컴퓨터를 이용한 시뮬레이션 이론의 급속한 발전은 설계/개발 초기의 성능예측에 진일보를 꾀할 수 있게 되었다.

유한요소법을 이용한 타이어 응력해석은 1970년대 중반 이후 몇몇 선진 타이어 메이커에서 시도되었으며, NASA<sup>(1)</sup>등에서 항공기의 이착륙시에 밀접한 타이어 동적접지 문제에 관심으로 보였으며 Kennedy<sup>(2)</sup>등에 의해 트럭 타이어의 2차원 내압해석을 수행하였으며, Ridha<sup>(3)</sup>등은 타이어를 하나의 고무 디스크로 개략화하고 접촉문제를 연구하였으며, Rothert<sup>(4)</sup>등은 스틸벨트(steel-belted) 타이어의 3차원 응력 해석등을 수행하였으나, 주로 정적하중 및 내압작용시의 해석조건들이 주로 채택되어왔다.

일반적으로 타이어의 사용조건은 크게 정적인 상태에서 차량의 하중을 지지 하는 것과 아울러 차축을 중심으로 회전함과 동시에 노면과의 접촉, 회전, 제동, 구동 등이 구사되는 동적상태로 대별될 수 있으며, 특히 최근에 타이어의 성능이 점점 고성능, 고속화, 고기능화 되면서 성능예측의 중요기준(criteria)는 동적거동에 더욱 주안점을 두어야 하며, 이 또한 해석 및 평가 방법론의 개발로 이어진다고 판단된다.

본 연구에서는 유한요소법을 이용하여 복합구조체의 하나인 트럭/버스용 타이어의 자유주행 및 노면접촉시

내압 및 원심력에 의한 타이어의 각 부위의 응력, 변위, 변형에너지 분포등의 해석을 수행하고, 정적 및 동적상태의 타이어의 거동을 중심으로 비교, 고찰코자 한다.

## 2. 이론 전개

### 2.1 원심력을 고려한 운동방정식

미소체적을 갖는 요소가 일정 각속도(constant angular velocity)로 축대칭 축 주위를 회전하는 경우, 이 변형체의 운동방정식은 Newton의 2차 법칙  $F = \Sigma ma$  로 표현할 수 있다.

미소체적  $dV$ 에 작용하는 원심력(centrifugal Force)은

$$dF = -\rho\omega X(\omega X r_2)dV \quad (2.1)$$

여기서,

$\rho$  : 변형체의 밀도

$\omega$  : 각속도

$r_2$  :  $C_2$  상태(변형 상태시)의 미소체적  $dV$ 의 위치벡터

$X$  : 두 벡터의 Cross Product

$C_2$  상태의 위치벡터  $r_2$ 를 미변형상태  $C_0$ 의 위치 벡터  $X$ 와 변형량  $U_2$ 의 벡터 합으로 나타내면,

$$r_2 = X + U_2 \quad (2.2a)$$

또는,

$$r_2 = (R + U_{R2})\hat{R} + (Z + U_{z2})\hat{Z} + U_{X2}\hat{X} \quad (2.2b)$$

여기서,

$\hat{R}$  : Radial 방향의 단위벡터

$\hat{Z}$  : Axial 방향의 단위벡터

$\hat{X}$  : Circum. 방향의 단위벡터

축대칭 해석에서는 모든 Material Points는  $X=0$  축상에 있으므로, 위치벡터  $X$ 는 반경방향(radial)  $R$ 과 축방향(axial)  $Z$ 의 두 방향만 갖는다.

타이어가 축대칭축  $Z$  주위를 회전한다면, 각속도의 벡터 형태는

$$\omega = \omega_z \hat{Z} \quad (2.3)$$

이며,

식 (2.2), (2.3)을 식 (2.1)에 대입하면 다음과 같다.

$$\begin{Bmatrix} dF_R \\ dF_Z \\ dF_X \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \omega_z^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \omega_z^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} R + U_{R2} \\ Z + U_{Z2} \\ U_{X2} \end{Bmatrix} \rho dV \quad (2.4)$$

2.2 원심력을 고려한 변형체의 유한요소방정식 정립

변형체 전체에 작용하는 원심력  $F_C$ 는 미소요소에 작용하는 원심력의 적분에 의해 유한요소 방정식의 행렬 형태로 표현할 수 있다.

$$F_C = \omega_z^2 M r_2 \quad (2.5)$$

여기서,  $M$ 은 Mass Matrix  
 $r_2$ 는 변형상태  $C_2$ 의 Nodal position  $X$ 와 Nodal displacement  $q_2$ 로 표시할 수 있다.

$$r_2 = X + q_2 \quad (2.6)$$

식 (2.6)을 식 (2.5)에 대입하면

$$F_C = \omega_z^2 M X + \omega_z^2 M q_2 \quad (2.7)$$

기하학적 비선형성을 갖는 구조체의 문제 해석을 위해서 Quasi-Static의 형태로 평형방정식을 선형화 할 수 있다.

정적상태에서 증분방정식 (incremental equilibrium equation)은

$$K q = R_2 - F_1 \quad (2.8)$$

여기서,

$K$  : Tangential global stiffness matrix at the current deformed configuration  $C_1$

$R_2$  : External nodal forces in the subsequent deformed configuration  $C_2$

$F_1$  : Equivalent nodal forces induced by the internal stress in  $C_1$

무부하 상태에서 자유회전 (freely rotating) 하는 타이어의 원심력  $F_C$ 는 외력에 추가적으로 작용한다.

그러므로 원심력으로 포함하여 식 (2.8)을 정리하면 다음과 같다.

$$(K - \omega_z^2 M) q = R_2 + \omega_z^2 M X - F_1 \quad (2.9)$$

또는,

$$K^* \cdot q = R^* \quad (2.10)$$

또한, 일반적으로 회전운동체를 해석할 경우 회전체의 속도에 기인하여 발생하는 코리올리스 (coriolis) 항은 좌표계의 설정과 함께 고려되어야 한다.

만약 차량의 쉬미 (shimmy) 현상과 같이 타이어가 서스펜션 (suspension)의 킹핀과 스피들 (spindle)의 연결축상에 장착되어 타이어 회전축의 상대운동량이 클 때, 그 영향도를 무시할 수 없으므로 이를 기술해야 한다.

그러나, 본 연구에서는 타이어의 회전축 중심축은 스피들 축으로 고정되어 있으며, 다른 계와의 상대운동 및 상대거리의 변화가 없다고 가정하므로 코리올리스 항의 영향을 무시하였다.

2.3 노면 접촉 조건

회전과 동시에 노면과 접촉할 경우 노면을 강체 (rigid body)로, 타이어를 변형체로 가정하여, 변형체의 표면은 다음과 같은 매개함수로 나타낼 수 있다.

$$x_2 = \phi(x_1) \quad (2.11)$$

또한, 강체의 표면도 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$x_2 = \psi(x_1) \quad (2.12)$$

두 물체간의 동적 접촉조건은 다음과 같은 불판통 조건으로 부터 선형화 할 수 있다.

$$n_1 u_1(x_1) + n_2 u_2(x_1) \leq \phi(x_1) - \psi(x_1) \quad (2.13)$$

또는

$$n_n(x_1) - g_n(x_1) \leq 0 \quad (2.14)$$

또한, 두 물체가 접촉되는 표면에서 식 (2.13)은 다음과 같다.

$$\Delta n_n - \Delta g_n = 0 \quad (2.15)$$

여기서,  $\Delta n_n$ 은 gap function의 증분  $\Delta g_n$ 에 의하여 구속되는 수직변위의 증분을 의미한다.

정적 접촉조건은 다음과 같다.

$$\sigma_n \leq 0 \quad (2.16)$$

여기서,  $\sigma_n$ 은 접촉면에서의 외력의 수직성분으로서 물체가 접촉되지 않을때는 영이며, 접촉될 경우에는 영의 값을 갖는다.

본 연구에서는 타이어와 접촉하는 노면을 강체로써 가정하여 특수요소를 사용하여 모델링하였으며, 접촉면에 대하여는 라그랑지 승수법과 마찰에는 벌칙함수법이 사용되었다.<sup>(7)</sup>

### 3. 적층구조체의 물성계산

#### 3.1 구조체의 물성계산 및 전체 좌표계로의 변환

타이어는 고무와 스틸 또는 섬유가 주 재질인 코드강 화층으로 구성된 복합구조체이며, 이것은 이방성 (anisotropic)으로 축 방향에 따라 각기 다른 물성을 나타내는 특성을 가지고 있다.

일반적으로, 타이어 경우와 같은 코드-고무 복합구조체에서는 Halpin-Tsai식<sup>(8)</sup>을 이용하여 코드 방향과 코드에 수직인 방향의 물성을 계산한다.

$$\begin{aligned} E_1 &= E_c V_c + E_r (1 - V_c) \\ E_2 &= E_r (1 + 2V_c) / (1 - V_c) \\ G_1 &= \frac{\{G_r [G_c + G_r + (G_c - G_r) V_c]\}}{\{G_c + G_r - (G_c - G_r) V_c\}} \\ \nu_1 &= \nu_c V_c + \nu_r (1 - V_c) \\ \nu_2 &= \nu_{12} E_2 / E_1 \end{aligned} \quad (3.1)$$

여기서,

- $E_c$  : Young's Modulus of Cord
- $E_r$  : Young's Modulus of Rubber
- $V_c$  : Volume Fraction of Cord
- $V_r$  : Volume Fraction of Rubber
- $G_c$  : Shear Modulus of Cord
- $G_r$  : Shear Modulus of Rubber
- $\nu_c$  : Poisson Ratio of Cord
- $\nu_r$  : Poisson Ratio of Rubber

본 연구에서는 유한요소해석에 사용된 물성의 계산과 아울러, 요소축을 R, Z,  $\theta$ 라 하고 코드 방향 관련축을 1, 2, 3이라 가정하여 요소축 R로 부터 코드 방향축 1로의 반시계 방향각도를  $\theta$ 로 정의하면 변환행렬 물성치를 요소축 방향으로 변환시켜야 하는 일련의 과정을 물성계산 관련 In-house 프로그램<sup>(6)</sup>을 사용하였다.

또한, 본 연구에서 채택한 코드 및 고무의 구조 및 탄성계수를 Table 3.1에 각각 나타내었다.

Table 3.1 Structure and Young's Modulus of Belts, Carcass & Rubber

Property	Young's Modulus (Kgf/mm <sup>2</sup> )	Poisson Ratio
BELT1	8490	0.3
BELT2	8740	0.3
BELT3	8740	0.3
BELT4	8470	0.3
CARCASS	8490	0.3
CHAFER	28	0.3
TREAD	0.58	0.49
SIDEWALL	0.17	0.49

#### 3.2 각 부위별 밀도 계산

실제로, 타이어는 여러개의 단위 복합 구조체의 집합체이며, 질량 M은 다음식으로 표현할 수 있다.

$$\sum_{i=1}^N M_i = \sum_{i=1}^N \rho_i \sum_{i=1}^N V_i \quad (3.2)$$

여기서,

- $M_i$  : 각 부위의 질량
- $\rho_i$  : 각 부위의 밀도
- $V_i$  : 각 부위의 부피

식(3.2)에 따라 CATIA의 3차원 모델링을 이용하여 각 부분들의 체적 및 중량계산을 통해 밀도  $\rho_i$ 를 구할 수 있다.

본 연구에서는 캡트레드(cap tread), 언더트레드(under tread), 1, 2, 3, 4 벨트(belt), 카카스(carcass), 인너라이너(inner liner), 상, 하 비드필러부(upper/lower bead filler)와 나머지 부분을 별도의 Element Set으로 정의하고, 이에 대해 별도의 밀도를 부여하여 해석하였다.

각 부위별 밀도 계산치는 Table 3.2와 같다.

## 4. 유한요소 해석

#### 4.1 유한 요소 모델링

본 연구에서는 복합구조 회전체인 타이어의 자유회전 및 노면접촉시의 응력 및 에너지 분포해석을 위해서 Halpin-Tsai 식<sup>(8)</sup>을 이용한 물성계산과 유한요소 모델링을 수행하였으며, 상용 유한요소 Code인 ABAQUS<sup>(7)</sup>를

Table 3.2 Mass density of components

Property	Density (Kg/m <sup>3</sup> )
CAP TREAD	1.10E4
UNDER TREAD	1.13E4
BELT ASSY	2.50E2
CARCASS	2.23E2
INNER LINER	1.20E2
BEAD	1.87E2

이용하여 그 해를 구하였다.

트럭/버스용 타이어를 축대칭 2차원 요소 (axisymmetric elements)를 이용하여 유한요소 모델링을 실시하였으며, 4절점요소(CAX4) 117개, 3절점요소(CAX3) 37개의 총 154개의 요소로 구성하였다.

#### 4.2 경계조건 및 해석방법

본 연구에서는, 기하학적 비선형성 및 대변형을 고려한 타이어의 유한요소 해석을 4단계로 나누어 수행하였다.

제1단계에서는 유한요소모델의 Rim 폭 6.25"에 Fitting시키는 단계로서 이때, 축대칭요소의 크라운 중심(crown center)부의 Z 방향 변위와 비드힐(bead heel) 부위의 R, Z 방향의 변위를 고정시켰다.

제2단계에서는 유한 요소모델에 사용공기압 8.232×10<sup>5</sup> Pa의 내압을 Edge pressure 기능을 이용하여 분포하중으로 작용시킨 단계로 해석하였다.

제3단계에서는 원심력을 고려한 경계조건하에서 모델을 해석하였으며, 실제의 동적문제를 Quasi-Static 문제로 변환하여 해석하였다.

제4단계에서는 비드부위에 30 mm의 강제변위와 강제접촉(rigid body contact) 조건하에서 해석하기 위해 강제요소에 해당하는 특수요소를 사용하여 모델링함으로써 사용Rim으로의 Fitting에서 내압작용, 원심력 작용시 및 하중이 가해질때의 타이어의 응력, 변형률, 변형률 에너지밀도 분포들을 고찰하였다.

해석결과의 정확도 및 계산시간을 제어하기 위해 하중공차값 PTOL과 모멘트 공차값인 MTOL을 매개변수로서 채택하였으며, 일반적으로 PTOL이 커지면 해석결과의 정확도가 떨어지고, 너무 작을경우 계산시간이 길어진다. ABAQUS에서는 PTOL의 크기를 실제 하중의 10<sup>-2</sup>~10<sup>-4</sup>배, MTOL은 PTOL에 유한요소길이

를 곱한 값의 사용을 추천하고 있으며,<sup>(7)</sup> 본 연구에서는 1000 및 10,000을 각각 PTOL과 MTOL값으로 설정하였다.

#### 5. 해석결과 및 고찰

본 보고서에서는 트럭, 버스 전용 타이어의 유한요소 해석중에서 4.2절에서 서술한 바와 같은 경계조건하의 결과들을 중심으로 고찰하였다.

특히, 원심력의 증가, 즉 자유회전시의 주행도의 증가에 따른 변위, 응력, 변형률, 변형률 에너지밀도등에 대한 해석결과를 도시하고 이에 대한 평가도 아울러 수행하였다.

본 해석에서 채택된 자유회전속도는 10, 40, 60, 80, 100, 120, 140, 180 Km/hr이며, Fig. 5.1(a),(b),(c),(d)에는 내압작용시, 40, 100, 140 Km/hr에서의 변형 현상을 도시하였다.

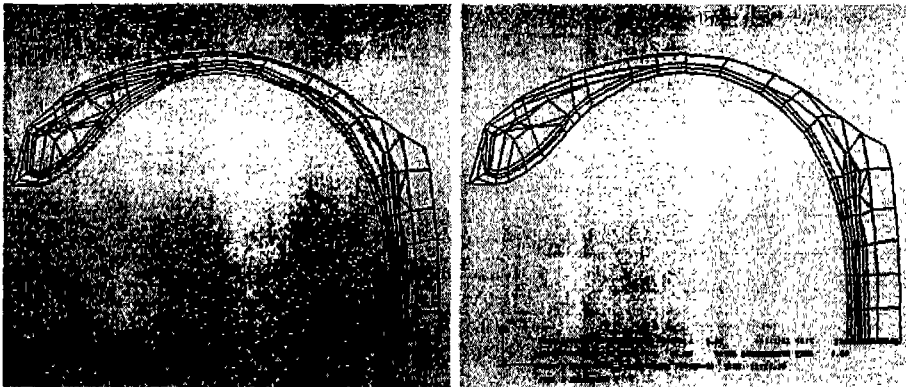
Fig. 5.2는 속도증가에 따른 각 부위별 변위량을 도시한 예이다. 본 그림에서 나타낸 부위는 크라운, 쇼울더, 사이드월, 2벨트선단부의 변형량을 나타낸다.

속도의 증가에 따라 원심력의 증가는 타이어의 외주 바깥면 방향으로의 변위를 크게 하며, 특히 그 변위의 절대량은 사이드월, 쇼울더, 2벨트선단부의 순으로 사이드월 부위의 변위가 가장 크며, 이 부분은 내압작용시의 원래 프로파일보다 안쪽으로 들어오는 변위를 보이고 있다. 또한, 쇼울더 및 2 벨트선단부의 급격한 변위의 증가는 이 부위의 응력 및 변형률의 급격한 증대를 야기시킬 것으로 추정된다.

Fig. 5.3은 속도증가에 따른 벨트부 및 카카스 부위의 수직응력 변화를 도시한 예이다. 정지시에는 내압작용만을, 10, 40, 60, 80, 100, 120, 140, 180 Km/hr 에서는 내압과 원심력의 영향을 동시에 작용시킨 상태를 해석한 예이다.

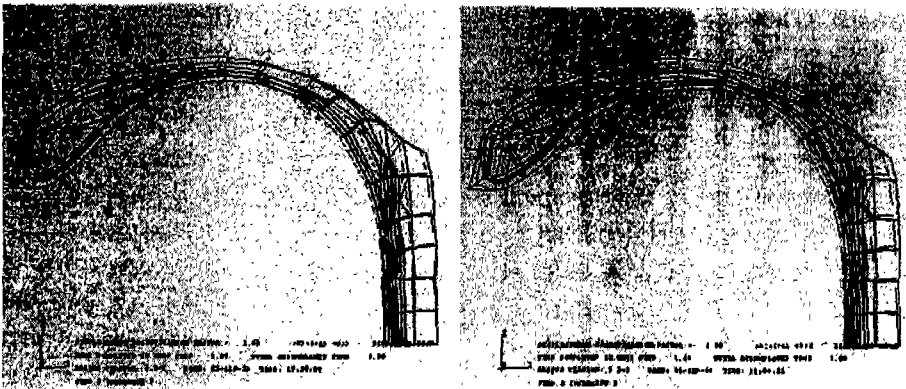
그림에서 볼 수 있는 바와 같이 수직응력은 1 벨트가 가장 높고, 다음이 2벨트, 3벨트, 4벨트의 순으로 나타났으며, 저속 10 Km/hr 이하의 영역에서는 오히려 내압만을 작용시킨 경우보다 수직응력이 상대적으로 감소함을 알 수 있다.

Fig. 5.4는 속도증가에 따른 전단응력의 변화량을 도시한 예이다. 각각의 응력치는 각 부분의 최대값을 도시한 것이며, 카카스를 제외한 벨트부위(# 1, 2, 3, 4 벨트)는 자유회전시 속도증가에 따라 벨트선단부에서 전단



(a) only inflation state

(b) 40 Km/hr



(c) 100 Km/hr

(d) 140 Km/hr

Fig. 5.1 Deformed configuration of typical truck/bus tire

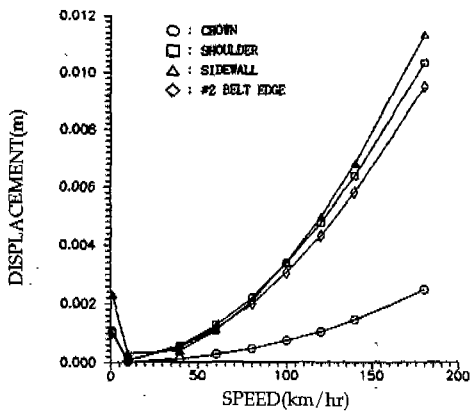


Fig. 5.2 Displacements of crown, shoulder and sidewall of the radial tire as function of the rotational speed

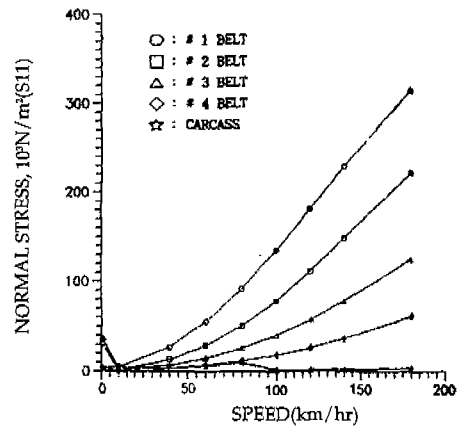


Fig. 5.3 Normal stress of steel belts and body ply as function of the rotational speed

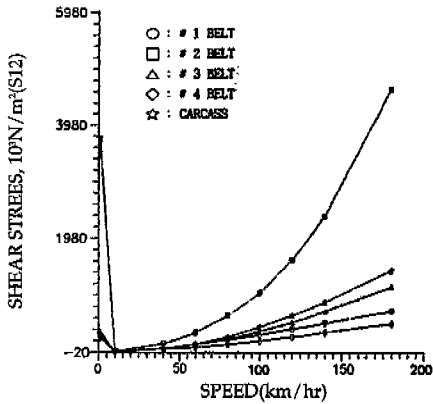


Fig. 5.4 Shear stress of steel belts and body ply as function of the rotational speed

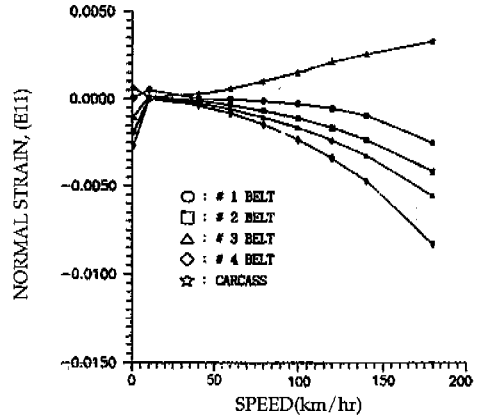


Fig. 5.5 Normal strain of steel belts and body ply as function of the rotational speed

응력이 집중되는 현상을 나타내고 있음을 알 수 있다.

또한, 타이어의 장시간의 고속주행중 초기박리의 주된 현상으로 발견되었던 트레드 박리현상은 그림에서 나타낸 바와 같이 속도 증가에 따른 2 벨트선단부위의 전단응력 집중 및 급증에 기인하고 있음을 확인할 수 있다. 현재, 트럭/버스용 타이어의 속도등급은 통상 'M' level 로써, 약 140 Km/hr 까지는 고속내구성에 대한 물성한계치를 나타내고 있으며, 또한 180 Km/hr의 자유회전에 대한 해석결과, 140 Km/hr시 전단응력의 약 2배의 급증 현상을 보이고 있다.

Fig. 5.5는 속도증가에 따른 수직변형률의 변화를 도시한 예이다.

수직변형률의 경우 카카스는 속도가 증가할수록 카카스 라인을 따라 점진적으로 응력이 증가하는 경향을 보이고 있으며, 벨트부위는 1, 2, 3, 4 벨트순으로 감소하는 경향을 나타내고 있다.

Fig. 5.6은 속도증가에 따른 전단변형률의 변화를 나타내고 있다.

이미 Fig. 5.4에서 나타낸 전단응력의 변화현상과 유사한 경향을 나타내고 있으며, 특히 2 벨트선단 부위는 전단응력 증가에 기인하는 전단변형률의 증가가 속도증가에 따라 급증하고 있음을 알 수 있으며, 이는 2 벨트선단부 박리현상의 원인으로 유추할 수 있다.

Fig. 5.7은 속도증가에 따른 주응력 변화를 도시한 예이다.

그림에서 보는 바와 같이, 2 벨트 및 3 벨트부의 주응력이 속도증가에 따라 증가하고 있으며, 특히 벨트선

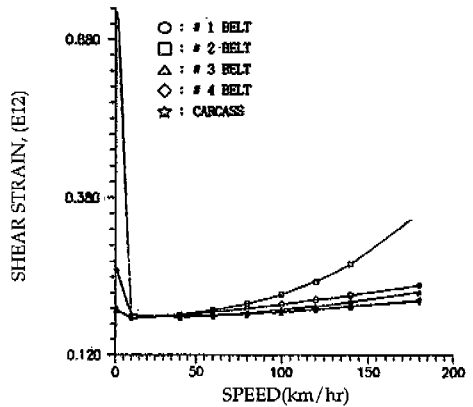


Fig. 5.6 Shear strain of steel belts and body ply as function of the rotational speed

단부는 100 Km/hr에서 급증하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 5.8은 속도증가에 따른 변형률 에너지 밀도의 변화를 도시한 예이다. 변형률 에너지 밀도는 한 요소가 외력 및 경계조건하에서 행한 일과 같다고 할 수 있다. 그림에서 볼 수 있는 바와 같이 속도증가에 따라 변형률 에너지 밀도는 증가하고 있으며, 특히 100 Km/hr이상에서는 급증하는 경향을 나타내고 있다. 이는 벨트선단부의 박리는 2 Belt edge부위의 급격한 변형률 에너지의 증가에 기인함을 반영하고 있다. 반면에 1, 4 벨트, 카카스는 속도증가에 따라 적은양의 점진적 변화만을 보이고 있다.

Fig. 5.9와 Fig. 5.10에는 4 단계에 해당하는것으

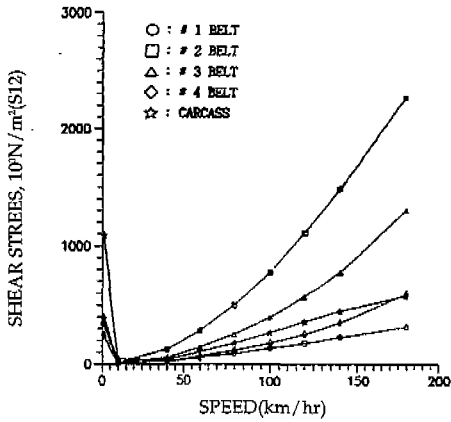


Fig. 5.7 Principal stress of steel belts and body ply as function of the rotational speed

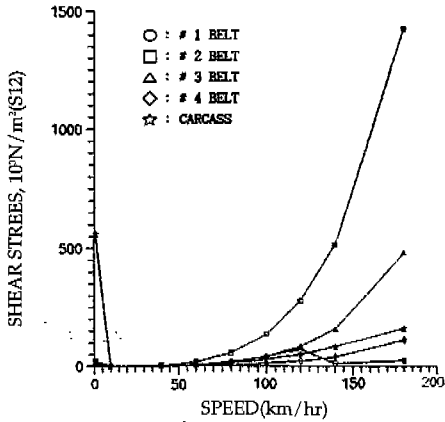


Fig. 5.8 Strain energy density of steel belts and body ply as function of the rotational speed

로 노면을 강체로 가정하여 Quasi-Static상태의 타이어 회전시 노면과의 접촉문제를 해석한 결과로서, Fig. 5.9에는 140Km/h로 주행시의 변형을, Fig. 5.10에는 이때의 변형을 에너지 밀도를 각각 도시하였다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이, 타이어를 Rim에 취부하고, 축하중의 작용과 동시에 고속의 주행조건하에서는 일반적인 자유회전보다 2 벨트선단부 및 비드부의 응력집중 및 변형을에너지 분포가 집중되는데, 이는 비드부에 작용한 하중은 사이드월에 의해 지지, 전달되어 트레드부중 벨트선단부가 위치한 쇼울더부에 하중이 집중되는것과 동시에 원심력에 의한 영향도 중첩되는 효과로 귀결되기 때문이다. 따라서 이는 실제 타이어에서 스틸코드층과 고무층간의 박리에 의해 발생하는 사고

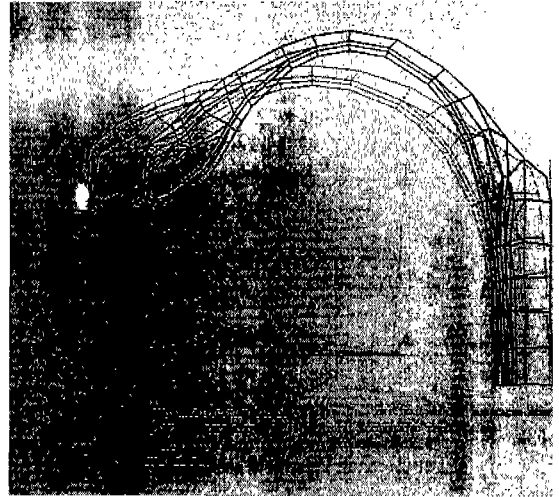


Fig. 5.9 Deformed configuration of typical truck/bus tire at rigid body contact & freely rotating state



Fig. 5.10 Strain energy density distribution at rigid body contact & freely rotating state

의 주요 원인이 됨을 알 수 있다.

### 6. 결론 및 향후계획

본 연구에서는 유한요소법을 이용하여 트럭/버스용 타이어를 2차원 축대칭 모델로 유한요소모델링하여 내압작용, 자유회전 및 노면접지시의 변위, 응력, 변형



을, 변형에너지분포등의 해석을 실시하였다.

복합재료의 물성거동을 보이는 타이어 내부의 정확한 응력, 변형을 해석은 결코 쉬운 분야는 아니라고 사료되며, 실험을 통한 검증 또한 구현에 성공한 예가 드문 것으로 알려지고 있다.

본 연구를 통해 도출된 결론은 다음과 같다.

1. 트럭/버스용 타이어는 내압작용시 주로 벨트 및 카카스 중심(center)부에 응력이 집중되는 현상을 보이며, 벨트선단부의 응력 및 변형을 집중도 비드부 및 카카스 턴업(turn-up) 부위에 비해 상대적으로 적은 집중도를 나타낸다.

2. 타이어의 회전에 의한 원심력 작용시, 속도증가에 따라 수직응력은 1, 2, 3, 4 벨트, 카카스의 순으로 1 벨트가 가장 높게 분포하며, 저속 10 Km/hr~40 Km/hr영역에서는 오히려 내압만을 작용시킨 경우보다 상대적으로 감소하는 경향을 나타낸다.

전단응력, 전단변형률, 변형을 에너지밀도는 벨트선단부에서 집중하는 현상을 나타내며, 속도증가에 따라 2 벨트부위의 응력집중 및 급증 현상도 알 수 있다. 이로써 벨트선단부 박리현상의 주된 원인으로 충분히 유추할 수 있다.

3. 내압, 원심력 작용과 동시에 비드접촉부의 강제변위를 통한 노면과의 접촉문제의 경우, 비드부의 응력집중은 타 부위에 비해서 강제변위에 기인한 큰 값을 나타내며, 또한, 전단변형률은 2 벨트선단부와 카카스 턴업 부위에 집중되어, 자유회전시의 원심력만을 고려한 경우보다 훨씬 큰 값을 나타낸다. 이는 벨트선단부 박리와 카카스 턴업부의 박리현상을 유발시킴을 확인할 수 있다.

본 연구는 2차원 축대칭요소를 이용한 해석이므로, 보다 정확한 타이어의 동적거동 해석을 위해서는 3차원 유한요소모델링 및 동적 해석방법에 대한 연구가 필요하다. 정확한 밀도 및 원심력의 계산과 접촉문제에 대한 지속적인 연구가 수행되어야 할 것으로 사료된다.

### 참고문헌

1. Carl M. Anderson, 1981, "Deep Anisotropic Shell Program for Tire Analysis", NASA

Contractor Report 3483.

2. R. H. Kennedy, H. P. Patel, and M. S. McMinn, "Radial Truck Tire Inflation Analysis: Theory and Experiment", Rubber Chemistry and Technology, 1981.
3. R. A. Ridha, K. Satyamurthy and L. R. Hirschfeldt, "Finite Element Modeling of a Homogeneous Pneumatic Tire subjected to Footprint Loadings", TSTCA, Vol. 13, No. 2, pp. 91-110, 1985.
4. H. Rothert and R. Gall, "On the Three-Dimensional Computation of Steel Belted Tires", TSTCA, Vol. 14, No. 2, pp. 116-124, 1986.
5. Samuel, K. Clark, "Theory of the Elastic Net Applied to Cord-Rubber Composite", Cord-Rubber Composite, Vol. 56.
6. 한영훈, 타이어의 유한요소 해석을 위한 ABAQUS Input Data의 작성, Internal Report, 1991.
7. "ABAQUS Theory", Hibbitt, Karlsson & Sorensen, Inc, 1987.
8. S. P. Timoshenko, J. N. Goodier, "Theory of Elasticity", 3rd ed., McGraw-Hill Co., 1982.
9. N. T. Tseng, R. G. Pelle, J. P. Chang, and T. C. Warholic, "Finite Element Simulation of Destructive Tire Testing", TSTCA, Vol. 19, No. 1, pp. 2-22, 1991.
10. 한영훈, 김용희, 허훈, 박윤근, "타이어 접지문제의 유한요소 응력해석", 대한기계학회 논문집, 제 13권, 제 5호, pp. 820-830, 1989.
11. R. H. Kennedy, J. Padovan, "Finite Element Analysis of a Steady-State Rotating Tire Subjected to Point Load or Ground Contact", TSTCA, Vol. 15, No. 4, pp. 243 -260, 1987.
12. 김근옥, "타이어 연구개발에 CAE 적용", 대한기계학회지, 제 31권, 제 4호, pp. 348-355, 1991.