

輪胎胎紋磨耗分析

邱進東

德霖技術學院 機械系助理教授

摘要

輪胎胎紋磨耗評估大都以實車做道路測試為主，約需要花兩至三個月的時間讓車子跑兩至三公里，才能知道輪胎胎紋的磨耗程度，是一項費時的工作，因此有必要建立一套模擬方法作為新開發輪胎的磨耗預估。輪胎的性能如磨耗、操控、噪音及傳動等，都與輪胎的接地壓力有關。

本論文擬以有限元素法模擬輪胎胎紋接地壓力以做為磨耗預估，分析模型採輪胎整體模型包含胎紋部分。主要工作內容為考慮輪胎為各種不同的材料層，建立輪胎結構部分的三維複合材料模型。由輪胎平面胎紋圖建立三維輪胎胎紋模型及胎紋網格分割。胎紋與結構部分以膠合(glue)方式做接觸演算，輪胎受車重影響胎紋與地面為接觸邊界條件，計算出胎紋靜態接地壓力分佈，做為靜態磨耗評估。由分析結果建立胎紋異常磨耗的評估方式，預估不均勻磨耗所可能的導致原因，及建議改善方式。

關鍵詞：輪胎、接地壓力、磨耗、有限元素法

Wear Analysis of Tread Pattern for Pneumatic Tire

Jinn-Tong Chiu

Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering,

De Lin Institute of Technology

Abstract

The wear prediction of tire tread pattern is a time-consuming work and almost from road test of real tire at present. The test tire is traveled about 2 to 3 kilometers in two months or three to obtain the wear of tread pattern. Thus building up a simulation procedure to predict the tread wear is a necessary technique for a new tire design. Tire performance such as tread wear, handling, noise, traction, etc., is determined ultimately in the tire footprint.

The finite element method (FEM) is applied to obtain the footprint pressure and predicted the tread wear in this paper. The 3D FEM model includes the structure and tread pattern of tire. The material behavior of tire is considered as a composite material model for the cord-ply and Mooney-Rivlin model for rubber layers. Developing the 3D geometric model and mesh of tread pattern from 2D tread pattern. The 3D FEM mesh of tread pattern is contacted with the structure of tire by the glue algorithm. The whole model of tire is contacted with ground subject to the weight of car. The footprint pressure is calculated for static wear prediction. According to the results of simulation, the estimation method of the uneven wear is developed to propose the alleviation of uneven wear.

Keywords: tire, footprint pressure, tread wear, finite element method

壹、前言

輪胎的磨耗評估是輪胎設計的一項重要工作，磨耗的產生是輪胎長時間使用後與地面接觸所產生的磨損，一個良好設計的輪胎磨耗較均勻，但一般輪胎常常會發生不均勻磨耗，若輪胎產生異常磨耗，會產生異常的振動與噪音，甚至會有安全上的問題，而減少輪胎的使用壽命。由於要配合新車的推出與輪胎花紋流行款式，輪胎廠每年都要改變胎紋的設計，而大部分的新型輪胎，只是改變花紋形狀與式樣，而沿用固定的結構，但是新的胎紋往往無法與舊有輪胎結構或是汽車的銜吊系統配合。目前台灣的輪胎廠對於新輪胎的磨耗評估都是做實車測試，是將測試輪胎裝於車上，而讓車子於一兩個月內完成二至三公里的旅程，直到輪胎有異常的磨耗產生，而評估輪胎的磨耗程度，是一項費時的工作。異常磨耗常發生於機車的高速胎、卡車與汽車銜吊系統配置不當時，是每一輪胎廠急須知道的答案。輪胎之接地反應是輪胎設計時的一項重要因素，因輪胎與地面之接觸面積與壓力之分佈為輪胎設計之控制導引。

關於輪胎的模擬分析主要是利用有限元素法，如[1][2]對二維的模型做結構應力分析；[3]-[6]

以三維模型做輪胎滾動模擬；[7][8]以三維模型並使用外顯示(explicit)方法求解，做輪胎操控性能模擬；[9]以有限元素法做輪胎的暫態振動模擬，[10]採用子母模型方式進行輪胎的接地壓力分析與磨耗研究。以上的研究都沒有將胎紋網格列入考慮，為光頭胎分析，計算模型較簡單。

輪胎之接地(footprint)反應是一種複雜的交互作用，其影因素有輪胎之形狀、尺寸、內部構造、胎紋設計、操作條件（速度、方向）及充氣壓力等，由於控制參數繁多及彼此間的交互作用，在輪胎的設計上並不存在單一的數字模式來預測輪胎的接地反應。主要的研究都是以實驗為主，如[11]-[13]等。本人已經於 1998 年完成輪胎接地壓試驗資料分析[14]，是利用掃描器將胎印資料讀取轉換為數位式之灰度值，再由程式內之灰度應力曲線計算出應力分佈圖，並將不同之應力以不同之顏色表示；可清楚的看出輪胎接地面之應力分佈情形，同時計算出大小不同應力之比例圖、各斷面之應力分佈圖、陸面積分佈圖、負荷大小、平均應力、接觸面積（陸面積）、海面積、海陸比及總面積。

在本論文中將利用有限元素軟體 MARC，包括胎紋部分以三維模型對輪胎做接地壓力模擬，並做磨耗程度評估。材料模型部分，橡膠採用彈性等向性材料模型，輪胎結構部分採用正交異方性材料模型。全部的網格分割採用三維八角形(brick)元素，胎紋與結構部分將分別作網個分割，再以膠合(glue)的方式做接觸處理，以簡化分析模型，輪胎與地板採用接觸邊界條件。最後以一轎車胎為例，做接地壓力模擬與磨耗評估，設計者可以由分析結果很快的知道胎紋設計的好壞，而進一步的調整花紋形式及輪胎材質分佈，以減低磨耗機率，而得到最佳的花紋設計，增加輪胎壽命。

貳、研究方法

一、輪胎有限元素模型

(一)、控制方程式

應用有限元素法大變形理論，以全拉格蘭近似法(total Lagrangian approach)，平衡方程式以虛功原理可表示成[15]

$$\int_{V_0} S_{ij} \delta E_{ij} dV = \int_{V_0} b_i^0 \delta \eta_i dV + \int_{A_0} t_i^0 \delta \eta_i dA \quad (1)$$

其中： S_{ij} 為對稱的克希荷夫(Piola-Kirchhoff)第二應力張量， E_{ij} 為拉格蘭(Green-Lagrange)應變張量， b_i^0 為對應於參考座標的物體力向量， t_i^0 為對應於參考座標的作用力向量， η_i 為虛位移。由 $t=0$ 開始作積分，將應變分為平衡時的總應變及在時間 $t=n$ 至 $t=n+1$ 的應變增量，可表示為

$$E_{ij}^{n+1} = E_{ij}^n + \Delta E_{ij} \quad (2)$$

其中：應變增量可分為線性 ΔE_{ij}^ℓ 及非線性 $\Delta E_{ij}^{n\ell}$ 兩部分

$$\Delta E_{ij} = \Delta E_{ij}^\ell + \Delta E_{ij}^{n\ell} \quad (3)$$

其中：線性的應變增量 ΔE_{ij}^ℓ

$$\Delta E_{ij}^\ell = \frac{1}{2} \left[\frac{\partial \Delta u_i}{\partial X_j} + \frac{\partial \Delta u_j}{\partial X_i} \right] + \frac{1}{2} \left[\left(\frac{\partial u_i^n}{\partial X_j} \right) \left(\frac{\partial \Delta u_k}{\partial X_j} \right) + \left(\frac{\partial u_j^n}{\partial X_i} \right) \left(\frac{\partial \Delta u_k}{\partial X_i} \right) \right] \quad (4)$$

方程式(4)中第二項為初始位移效應所引起的，非線性應變增量 $\Delta E_{ij}^{n\ell}$ 可表示為：

$$\Delta E_{ij}^{n\ell} = \frac{1}{2} \left[\frac{\partial \Delta u_k}{\partial X_i} \frac{\partial \Delta u_k}{\partial X_j} \right] \quad (5)$$

將平衡方程式(1)線性化可得

$$\{K_0 + K_1 + K_2\} \delta u = F - R \quad (6)$$

其中： K_0 為微小位移勁度矩陣，可表示為：

$$(K_0)_{ij} = \int_{V_0} \beta_{imn}^0 D_{mnpq} \beta_{pqj}^0 dV \quad (7)$$

K_1 為初始位移勁度矩陣，可表示為：

$$(K_1)_{ij} = \int_{V_0} \{ \beta_{imn}^u D_{mnpq} \beta_{pqj}^u + \beta_{imn}^u D_{mnpq} \beta_{pqj}^0 + \beta_{imn}^0 D_{mnpq} \beta_{pqj}^u \} dV \quad (8)$$

上式中 β_{imn}^0 及 β_{imn}^u 分別為常數項及與位移有關的對稱的形狀函數梯度矩陣，

D_{mnpq} 為材料正切(material tangent)， K_2 為初始應力勁度矩陣(initial stress stiffness matrix)

$$(K_2)_{ij} = \int_{V_0} N_{i,k} N_{j,\ell} S_{k\ell} dV \quad (9)$$

其中： $N_{i,k}$ 為形狀函數的梯度矩陣， δu 為位移的修正向量(correction displacement vector)， F 及 R 分別為外力及內力。

(二)、輪胎材料模型

輪胎的結構分為胎面膠、胎邊膠、內襯膠、APEX 膠、補強層、鋼絲層、簾布層、BEAD 剛絲及 Chafer 層等，如圖 1 所示，前四者材料模型為橡膠，採用彈性等向性材料模型，其餘為複合材料模型，分別敘述如下：

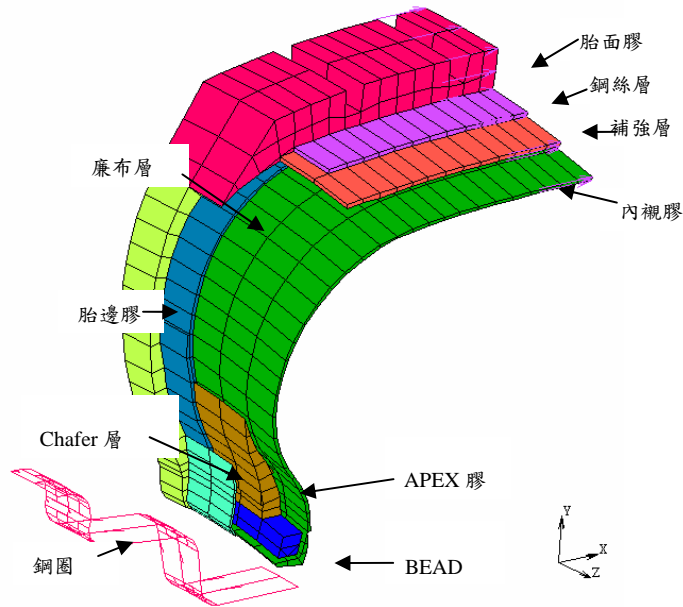


圖 1 輪胎結構示意圖

如圖 2 所示，在單一方向的積層複合板上，材料性質有三個對稱面(12 平面，13 平面與 23 平面)，這三個對稱面互相之間具有正交性質，也因為這樣的特性存在，所以稱複合層板為正交性材料。(1,2,3)座標是複合單層板的主軸座標，1、2 與 3 軸分別代表材料的三個主軸方向。

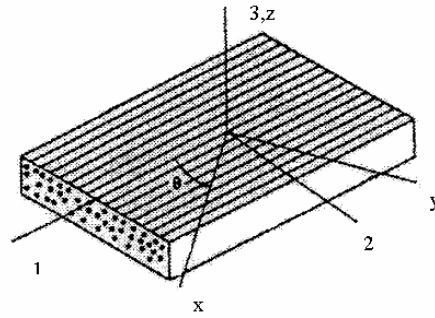


圖 2 正交異方性複合板座標位置

線彈性正交異方性材料，其應力與應變之關係為[16]-[17]：

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{33} \\ \gamma_{12} \\ \gamma_{13} \\ \gamma_{23} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1/E_1 & -\nu_{21}/E_2 & -\nu_{31}/E_3 & 0 & 0 & 0 \\ -\nu_{12}/E_1 & 1/E_2 & -\nu_{32}/E_3 & 0 & 0 & 0 \\ -\nu_{13}/E_1 & -\nu_{23}/E_2 & 1/E_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1/G_{12} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1/G_{13} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1/G_{23} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{33} \\ \sigma_{12} \\ \sigma_{13} \\ \sigma_{23} \end{Bmatrix} \quad (10)$$

上式為廣義正交性材料的表示式，而一般在分析疊層的材料性質都視為平面應力狀態，稱為狹義正交性材料，其應力與應變之關係為：

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1/E_1 & -\nu_{21}/E_2 & 0 \\ -\nu_{12}/E_1 & 1/E_2 & 0 \\ 0 & 0 & 1/G_{12} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} & 0 \\ S_{12} & S_{22} & 0 \\ 0 & 0 & S_{33} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} \quad (11)$$

由上式可推導得：

$$\begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{E_1}{1-\nu_{12}\nu_{21}} & \frac{-\nu_{21}E_2}{1-\nu_{12}\nu_{21}} & 0 \\ \frac{-\nu_{21}E_2}{1-\nu_{12}\nu_{21}} & \frac{E_2}{1-\nu_{12}\nu_{21}} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{2}{G_{12}} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \gamma_{12}/2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} & 0 \\ Q_{12} & Q_{22} & 0 \\ 0 & 0 & 2Q_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \gamma_{12}/2 \end{Bmatrix} \quad (12)$$

輪胎簾布層是由多層的纖維與橡膠複合層所交疊而成，而每一複合層與在主軸上的材料常數可表示為：

$$\begin{aligned} E_1 &= E_c a_c + E_r a_r \\ \nu_{12} &= \nu_c a_c + \nu_r a_r \\ E_2 &= \frac{E_r(1+2\nu_c)}{1-\nu_c} \\ G_{12} &= \frac{G_r[G_c + G_r + (G_c - G_r)a_c]}{G_c + G_r - (G_c - G_r)a_c} \end{aligned} \quad (13)$$

其中： E_c, G_c, ν_c 是纖維的材料常數， E_r, G_r, ν_r 是橡膠的材料常數， a_c, a_r 分別為纖維及橡膠的體積，為設計變數。

平面應力在(x,y)軸與在(1,2)軸之間的關係為：

$$\begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} = [T] \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} \quad (14)$$

其中轉換矩陣[T]為

$$[T] = \begin{Bmatrix} \cos^2 \theta & \sin^2 \theta & 2 \sin \theta \cos \theta \\ \sin^2 \theta & \cos^2 \theta & -2 \sin \theta \cos \theta \\ -\sin \theta \cos \theta & \sin \theta \cos \theta & \cos^2 \theta - \sin^2 \theta \end{Bmatrix}$$

應變在(x,y)軸與在(1,2)軸之間的關係為：

$$\begin{Bmatrix} \gamma_1 \\ \gamma_2 \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix} = [T] \begin{Bmatrix} \gamma_x \\ \gamma_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} \quad (15)$$

由上兩式可推導得在(x,y)平面上應力與應變之關係：

整理可得：

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = [T]^{-1} [Q] [T] \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} \quad (16)$$

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \hat{Q}_{11} & \hat{Q}_{21} & \hat{Q}_{16} \\ \hat{Q}_{12} & \hat{Q}_{22} & \hat{Q}_{26} \\ \hat{Q}_{16} & \hat{Q}_{26} & \hat{Q}_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} \quad (17)$$

其中：

$$\begin{aligned} \hat{Q}_{11} &= Q_{11} \cos^4 \theta + Q_{22} \sin^4 \theta + 2(Q_{12} + 2Q_{66}) \sin^2 \theta \cos^2 \theta \\ \hat{Q}_{12} &= (Q_{11} + Q_{22} - 4Q_{66}) \sin^2 \theta \cos^2 \theta + Q_{12} (\cos^4 \theta + \sin^4 \theta) \\ \hat{Q}_{22} &= Q_{11} \sin^4 \theta + Q_{22} \cos^4 \theta + 2(Q_{12} + 2Q_{66}) \sin^2 \theta \cos^2 \theta \\ \hat{Q}_{16} &= (Q_{11} - Q_{12} - 2Q_{66}) \sin \theta \cos^3 \theta - (Q_{22} - Q_{12} - 2Q_{66}) \sin^3 \theta \cos \theta \\ \hat{Q}_{26} &= (Q_{11} - Q_{12} - 2Q_{66}) \cos \theta \sin^3 \theta - (Q_{22} - Q_{12} - 2Q_{66}) \cos^3 \theta \sin \theta \\ \hat{Q}_{66} &= (Q_{11} + Q_{22} - 2Q_{12} - 2Q_{66}) \sin^2 \theta \cos^2 \theta + Q_{66} (\sin^4 \theta + \cos^4 \theta) \end{aligned}$$

同理應變與應力之關係為：

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} = [\hat{Q}]^{-1} \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = [\hat{S}] \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} \quad (18)$$

其中：

$$\begin{aligned} \hat{S}_{11} &= S_{11} \cos^4 \theta + S_{22} \sin^4 \theta + 2(S_{12} + 2S_{66}) \sin^2 \theta \cos^2 \theta \\ \hat{S}_{12} &= (S_{11} + S_{22} - S_{66}) \sin^2 \theta \cos^2 \theta + S_{12} (\cos^4 \theta + \sin^4 \theta) \\ \hat{S}_{22} &= S_{11} \sin^4 \theta + S_{22} \cos^4 \theta + (2Q_{12} + Q_{66}) \sin^2 \theta \cos^2 \theta \\ \hat{S}_{16} &= (2S_{11} - S_{12} - 2S_{66}) \sin \theta \cos^3 \theta - (2S_{22} - 2S_{12} - S_{66}) \sin^3 \theta \cos \theta \\ \hat{S}_{26} &= (2S_{11} - 2S_{12} - S_{66}) \cos \theta \sin^3 \theta - (2S_{22} - 2S_{12} - S_{66}) \cos^3 \theta \sin \theta \\ \hat{S}_{66} &= 2(2S_{11} + 2S_{12} - 4S_{12} - S_{66}) \sin^2 \theta \cos^2 \theta + S_{66} (\sin^4 \theta + \cos^4 \theta) \end{aligned}$$

二、輪胎三維幾何模型建立

在計算接地壓力時必須建立包含胎紋的輪胎三維模型，因此胎紋幾何模型的建立為一較複雜的工作。基本原理是將平面的胎紋圖以等比例作縮放貼於光頭胎表面，考慮胎紋的一基本式樣平面圖與輪胎的外框，示意圖如圖 3，若基本胎紋位於座標 (x, y) 上，三維胎紋的建立步驟如下：

- 計算光頭胎 i 方向的弧長 $\ell_i = x$ 的位置。
- 將 y 方向的胎紋作等比例縮小，計算光頭胎 j 方向弧長 $\ell_j = y * L_i / L_0$ 的位置。 其中： L_i 為弧長 $\ell_i = x$ 時的輪胎週長， L_0 為輪胎中心線上的週長。
- 由胎紋深度在輪胎法線(normal)方向做胎溝位置計算。
- 建立外框未切割前之實心部分(可由外框曲線對輪胎中心旋轉(revolve)出實體)，並由紋凹陷部分的線架構建立實體圖，再由切割(cut)動作，完成一完整的輪胎實體。

參、實例與結果討論

輪胎三維含胎紋之有限元素模型如圖 4 所示，採用 12489 個三維八角形元素及 17053 個節點，為減少計算時間；假設輪胎為左右對稱，以半個輪胎模型作為接地壓力分析。將輪胎的結構分為簾布層、鋼絲層、補強層、Chafer 層、Bead、胎面膠、胎邊膠、內襯膠及 Apex 膠九種材料，前四種考慮為複合(orthotropic)材料模型，其餘為等向性(isotropic) 材料模型，材料係數如表 1 所示。邊界條件是將胎臂部份與鋼圈接觸面固定，胎紋的形狀如圖 3 所示，胎紋為獨立網格分割與輪胎結構部份為膠合(glue)接觸，胎紋與地面為接觸邊界條件。接地壓力分析程序如下：

- 將輪胎內部施以 2.3 kg/cm^2 的均佈負荷，以模擬充氣壓力。
- 在地面施以八分之一車重 150 kg 作用力，使地板向上，以模擬車重。

以大變形理論進行非線性接觸模擬，胎紋與地面的接觸力分佈如圖 5 所示，可看出接觸力不平均，內側胎紋的接觸力較大。建議改變結構形狀，以調整內側胎紋的接的壓力。三維接地分析也可以看出輪胎內部結構的應力分佈，可作為應力設計參考，圖 7 為輪胎與地面接觸段面的 Von Mises 應力分佈圖，由圖可知最大應力發生在剛絲層及 Bead 層，圖 8 為整體變形形狀及應力分佈圖。圖 9 為距離對稱面 2.28cm 段面，沿著輪胎前進方向胎紋接觸力分佈圖，由圖可看出接觸力並不平均，接觸力均勻則曲線會越平順。

本研究同時利用胎紋與地面接觸力的等高線來作為判斷接地壓力均勻度的依據，作為磨耗均勻度的評估，將接觸力的等高線的解析度分為 20 等份。在本研究所模擬的輪胎，如圖 6，等高線最大與最小值的差為 12N，同一塊胎紋中等高線高低差最大為 8 個階層。另外以段面接觸力分佈的平滑度作為磨耗均勻度的評估，是以二次多項式對分佈圖做曲線擬合，計算出誤差 R^2 做為磨耗均勻度的預估標準。在本研究所模擬的輪胎，距離對稱面 2.28cm 段面之接觸力分佈圖，以二次多項式做曲線擬合，所計算出的誤差 R^2 為 0.464。

肆、結論

本論文完成利用有限元素法模擬輪胎含胎紋的接地壓力可行性，同時評估輪胎胎紋磨耗的程度。輪胎設計必須避免胎紋的異常磨耗，目前國內輪胎廠還無法做模擬，大都以試驗或倚賴日本輪胎廠的設計。因此研究成果可作為輪胎廠的設計工具。

本論文完成之分析模型為輪胎包含胎紋的整體模型，同時可用於輪胎的應力分析、模態分析及其他受力狀態的輪胎設計。

本研究同時利用胎紋與地面接觸力的等高線來作為判斷接地壓力均勻度的依據。另外以段面接觸力分佈的平滑度作為磨耗均勻度的評估，是以二次多項式對分佈圖做曲線擬合，計算出誤差 R^2 做為磨耗均勻度的預估標準。

伍、參考文獻

- [1]R.A. Ridha, "Analysis for Tire Mold Design", Tire Science and Technolgy, TSTCA, Vol. 2, No. 3, Aug. 1974, pp. 195-210.
- [2]Brockman, R.A.; Champion, J.H.; Medzorian, J.P., "Finite Element Analysis of Tire Critical Speeds", Computer and Structures, Vol. 43, No. 3, May, 1992, pp. 581-593.
- [3]A.A. Goldstein, "Finite Element Analysis of a Quasi-Static Rolling Tire Model for Determination of Truck Tire Forces and Moments", Tire Science and Technolgy, TSTCA, Vol. 24, No. 4, pp. 278-293, 1996.
- [4]H.C. Park, S.K. Youn, T.S. Song and N.J. Kim, "Anslysis of Temperature Distribution in a Rolling Tire Due to Strain Energy Dissipation", Tire Science and Technolgy, TSTCA, Vol. 25, No. 3, 1997, pp. 214-228.
- [5]Mars WV, Luchini JR, "An Analytical Model for the Transient Rolling Resistance Behavior of Tires", Tire Science & Technology, Vol. 27, No. 3, 1999, pp.161-175.
- [6]Shida, Z.; Koishi, M.; Kogure, T.; Kabe, K. "Rolling Resistance Simulation of Tires Using Static Finite Element Analysis", Tire Science & Technology, Vol. 19, No. 1, 1991, pp.23-36.
- [7]Kabe, Kazuyuki; Koishi, Masataka, "Tire Cornering Simulation Using Finite Element Analysis", Tire Science & Technology, Vol. 78, No. 8, 2000, pp.1566-1572.
- [8]Koishi, M.; Kabe, K.; Shiratori, M. "Tire Cornering Simulation Using an Explicit Finite Element Analysis Code", Tire Science & Technology, Vol. 26, No. 2, 1998, pp.109-119.
- [9]Zhang, Y.; Palmer, T.; Farahani, A. "Finite Element Tire Model and Vibration Analysis: A New Approach", Tire Science & Technology, Vol. 26, No. 3, 1998, pp.149-172.
- [10] 林家弘, "輪胎磨耗不均與接地壓力關係之研究", 國立臺灣大學/機械工程學研究所/87/碩士/87NTU00489060。
- [11]Anon, "Tire Footprint behavior During Dynamometer Testing", Aerospace Engineering, 16, 4, Apr., 1996, pp. 11-114.
- [12] Ronai, D.; Shmulevich, I., "Tire FootPrint Characteristics as a Function of Soil Properties and Tire Operations", Journal of Terramechanics, 32, 6, Nov., 1995, pp. 311.
- [13]Lazeration, J.J., "Investigation of the Slip of a Tire Tread", Tire Science & Technology, Vol. 25, No. 2, Apr-Jun, 1997, pp.78-95.
- [14]邱進東, "電腦影像輔助輪胎接地之量測及輪胎 CAD/CAE 分析技術", 南港輪胎結案報告, 1998。
- [15]MARC Volume A: Theory and User Information, Version 2001, MARC Analysis Research Corporation, 2001.
- [16]J.D. Walter, G. N. Averopoulos, M.L. Janssen, and G.R. Potts, "Advances in Tire Composite Theory", Tire Science & Technology, Vol. 1, No. 2, 1973, pp.210-250.
- [17]Posfalvi, Odon, "On the Mechanical Behavior of the Orthotropic Cord-Rubber Composite", Tire Science & Technology, Vol. 4, No. 4, 1976, pp.219-232.
- [18]S.K. Clark and R. N. Dodge, "Nonlinear Cord-Rubber Composites", Tire Science & Technology, Vol. 18, No. 3, July-Sep. 1990, pp.191-200.

表 1a 胎用複合材料的彈性係數

	簾布層	鋼絲層	補強層	Chafer 層	Bead
--	-----	-----	-----	-------------	------

$E_{11}(\text{Mpa})$	1512	9.921	449	871.5	62.42
$E_{22}(\text{Mpa})$	10.02	9.921	20.32	18.48	62.42
$E_{33}(\text{Mpa})$	10.02	38670	449	871.5	73250
$G_{12}(\text{Mpa})$	1.44	1.981	1.981	1.44	8
$G_{23}(\text{Mpa})$	1.44	1.981	1.981	1.44	8
$G_{31}(\text{Mpa})$	2.08	2.340	3.578	2.687	12.31
V_{12}	0.49	0.49	0.49	0.49	0.49
V_{23}	0.49	0.0001 2	0.0223	0.0087	0.0004 1
V_{13}	0.00288 6	0.3985	0.1222	0.1217	0.4481
$\rho (\text{kg/m}^3)$	1200	1200	1200	1200	1200

表 1b 胎用橡膠材料的彈性係數

	胎面膠	胎邊膠	內襯膠	Apex 膠
$E(\text{Mpa})$	3.84	1.365	3.84	6.93
ν	0.45	0.45	0.45	0.45
$\rho (\text{kg/m}^3)$	1200	1200	1200	1200

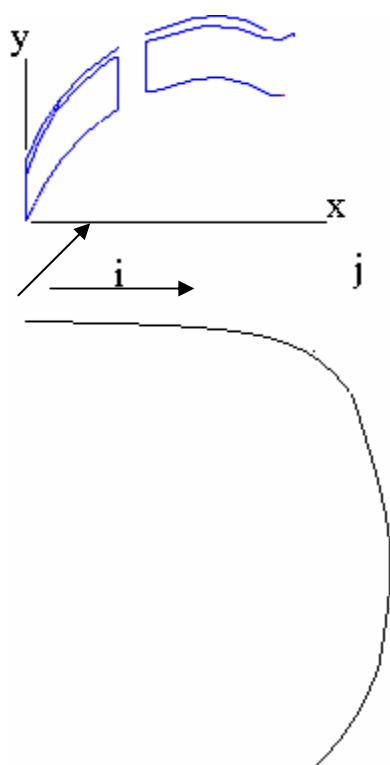


圖 3 輪胎基本胎紋示意圖

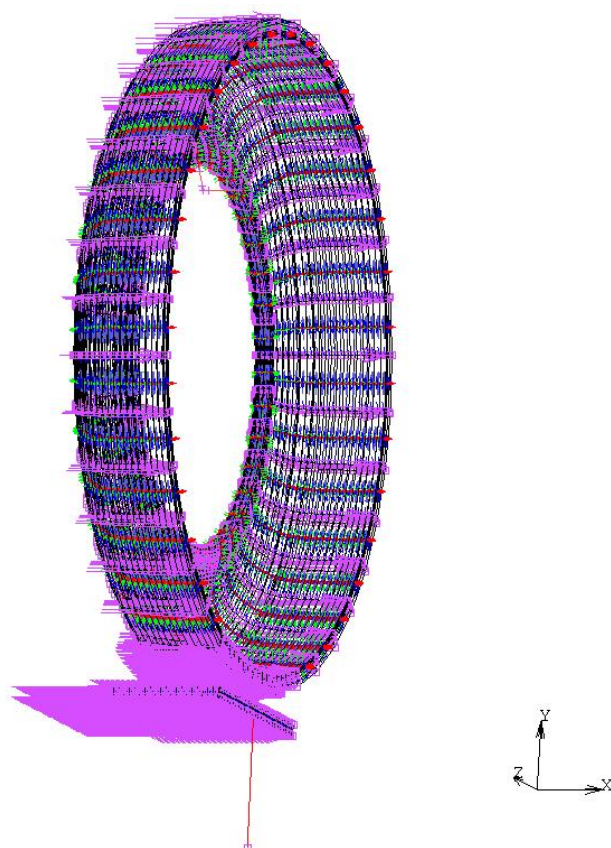


圖 4.輪胎有限元素模型

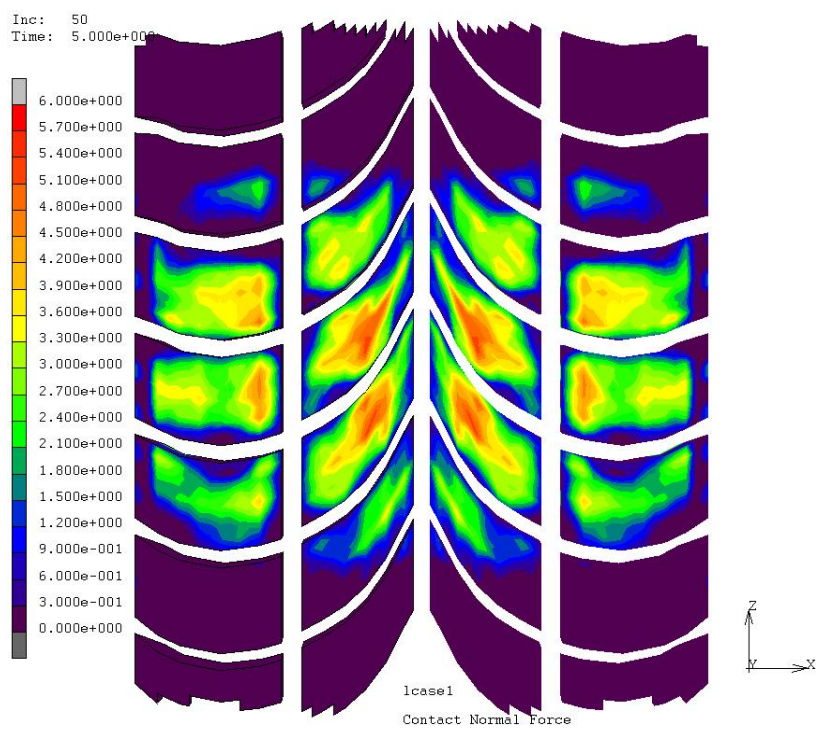


圖 5.輪胎胎紋接觸力分佈圖

Inc: 50
Time: 5.000e+000

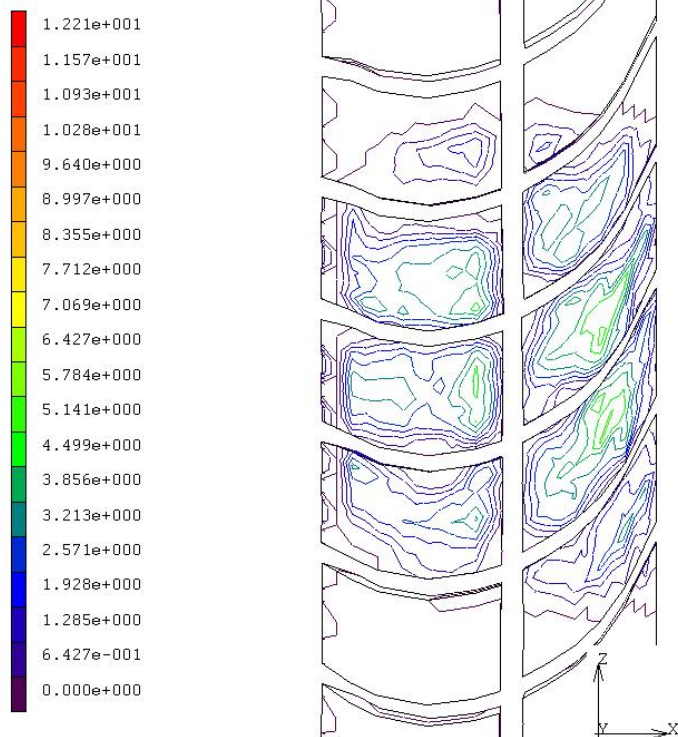


圖 6.輪胎胎紋接觸力等高線分佈圖

Time: 5.000e+000

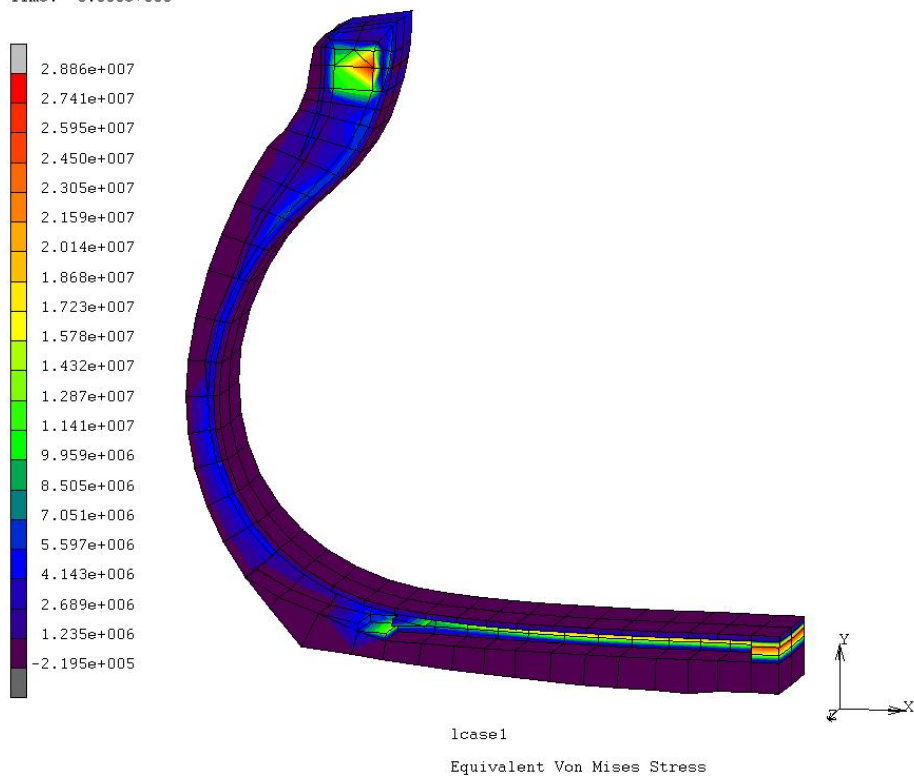


圖 7.輪胎內部 Von Mises 應力分佈圖

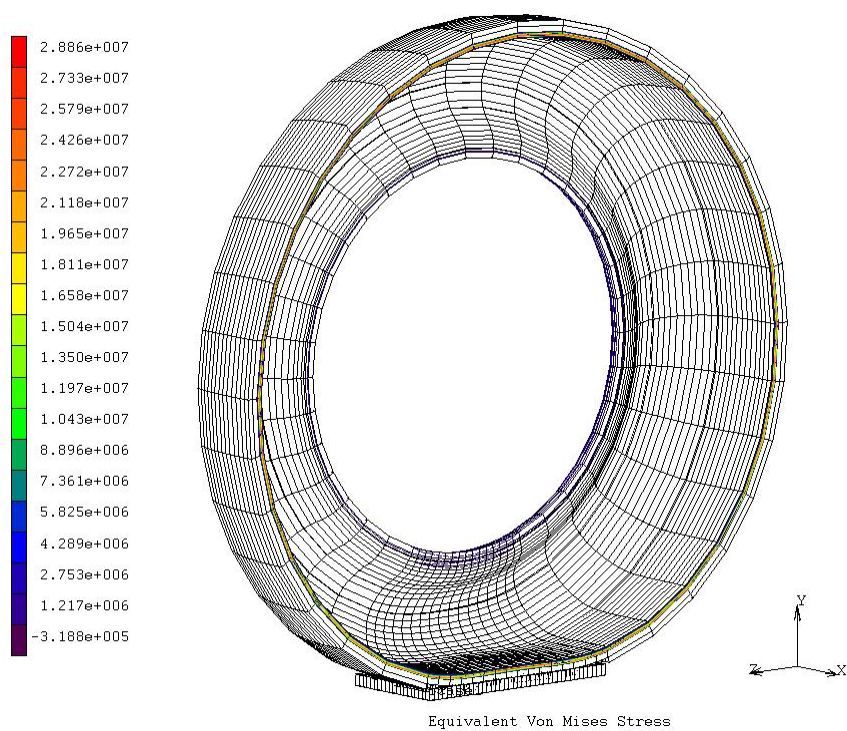


圖 8. 輪胎整體變形圖

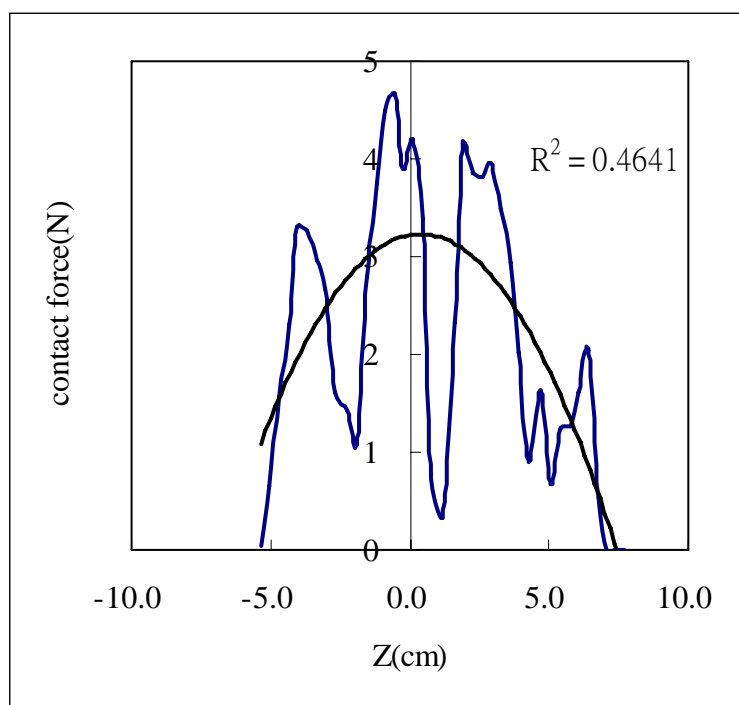


圖 9. 距離對稱面 2.28cm 處沿前進方向接觸力分佈圖

