

三维周期花纹轮胎滚动阻力和温度分布的数值估算

J. R. Cho^{1,2}, H. W. Lee¹, W. B. Jeong¹, K. M. Jeong³, K. W. Kim³

(1. School of Mechanical Engineering, Pusan National University, Kumjung-Ku, Pusan 609-735, South Korea; 2. Research and Development Institute of Midas IT, Gyeonggi 463-400, South Korea; 3. R&D Center of Kumho Tire Co., Ltd, Gwangju 500-757, South Korea)

中图分类号: TQ336.1 文献标志码: B 文章编号: 1006-8171(2014)01-0020-10

汽车轮胎在路面滚动行驶时,其橡胶组件的应变和应力以动态变形方式经历周期变化,由于受到应力与应变时间历程固有相位差影响而产生严重滞后损失。滚动轮胎的滞后损失成为造成轮胎能量耗散的关键因素,且每一周滞后损失可视作阻碍轮胎滚动的虚拟力。该虚拟力通常被称为滚动阻力,为了发展节能汽车,降低轮胎滚动阻力是当今全球范围内的巨大挑战。

轮胎行驶时呈现出非正弦波的复杂三维动态变形,甚至当行驶速度维持不变时,再经历几个周向的滚动变形,应变和应力仍不与轮胎垂直轴呈对称分布。后者是由于轮胎的滚动效应,胶料的粘弹性能,如损耗模量和储能模量与应变振幅、温度和激发频率相关。因此,滞后损失导致滚动阻力和温度提高被视为复杂的非线性问题。除了非正弦波式三维动态变形和材料非线性,复杂的胎面花纹块也增加了滞后损失和温度分布数值预测的复杂性。据报道,轮胎胎面直接与地面接触,其对轮胎滞后损失和滚动阻力的贡献作用超过60%。因此,详尽了解胎面花纹块可有效提高滞后损失、滚动阻力和燃油经济性轮胎设计预测的可靠性。

由于轮胎滞后损失的复杂性,大多数滚动阻力和温度分布研究使用数值或试验方法。在滚动阻力和温度分布数值预测方面,主要问题是评估滞后损失,因为滞后损失是预测滚动阻力和温度分布的基础。滚动阻力是滞后损失以力的方式表述的另一种尺度,而温度分布分析将滞后损失当作内部热源。

广泛采用的数值方法通常通过估算单个回转

周期内应变的时间历程来计算滞后损失和滚动阻力。不过这些方法依据如何预测一个回转周期内应变沿圆周轨迹的变化而分类。过去普遍的方法是利用无花纹简化轮胎模型的静态接触分析,忽略轮胎滚动阻力和胎面花纹影响,采用轮胎按扇形区分段连续函数或傅里叶级数估算应变变化。最近有研究采用瞬时动态滚动分析获得包括滚动效应的应变时间历程。也有采用稳态传输分析技术获得三维周期花纹轮胎模型的应变周期,但只考虑主要的和横向花纹沟。

与轮胎变形分析的数值方法不同,滞后损失引发的温度分布常采用非线性稳态热转换分析方法预测,其中包括全部或部分考虑温度、频率和应变变化而引起的材料非线性以及3种方法的热交换(传导、对流和辐射)。由于在三维轮胎模型中未详细考虑胎面花纹块,因此预测的准确性还有待提高,且胎面设计参数对滚动阻力和温度分布的影响还未能进一步检验。正如前面提到的胎面花纹对总滞后损失有主要贡献,因此详细考虑胎面花纹块不仅对于提高预测准确性至关重要,而且对胎面设计参数的研究也有影响。

本工作运用三维全周期花纹轮胎模型提出一种预测滞后损失、滚动阻力和温度分布的数值方法。三维周期花纹轮胎模型由1组轮胎周向扇区花纹网格复制而成,每个周向单元环的应变循环通过静态轮胎接触分析进行估算。瞬态动态滚动分析使包括滚动效应的模拟更真实,但采用该方法不仅需要长时间的电脑运行,且得出的应变时间历程有明显的振荡。在同样的周期稳态分析中,由于1个时间步内只旋转1个扇区,轮胎材料

穿过固定的周期花纹轮胎网格。因此,用于 1 个回转周期的应变变化插值的样本点数目仅限于轮胎扇区数目。说明上述两种分析方法可能使预测结果的准确性下降。

通过相同单元圆环内重复扇区的单元获得应变值。采用 6 个应变分量中半幅的最大主值计算轮胎一个运行周期内一个材料点的滞后损失。滞后损失和温度分布的耦合采用交错迭代计算技术求解。数值试验的合理性可通过与试验结果进行对比验证,也比较了花纹轮胎与主花纹沟轮胎的差异。同时,还对胎面花纹对滞后损失、滚动阻力和温度的影响进行了研究。

1 滞后损失和温度分布

1.1 轮胎的滞后损失和滚动阻力

图 1(a) 为一个粘弹性梁,其右端受到水平正弦波位移激励。梁上任意点处的轴应变和应力随时间变化的正弦波(相位角 δ)如图 1(b) 所示。由此在一个周期内单位体积产生的滞后损失(ΔW)计算公式为

$$\begin{aligned}\Delta W &= \int_0^{T_c} \sigma(\tau) \frac{d\varepsilon(\tau)}{d\tau} d\tau \\ &= \int_0^{T_c} \sigma_0 \varepsilon_0 \sin(\omega\tau + \delta) \cos(\omega\tau) d\tau \\ &= \pi \sigma_0 \varepsilon_0 \sin\delta\end{aligned}\quad (1)$$

式中, T_c 为周期, σ 为应力, ε 为应变, σ_0 为应力振幅, ε_0 为应变振幅, ω 为角速度。粘弹性梁在

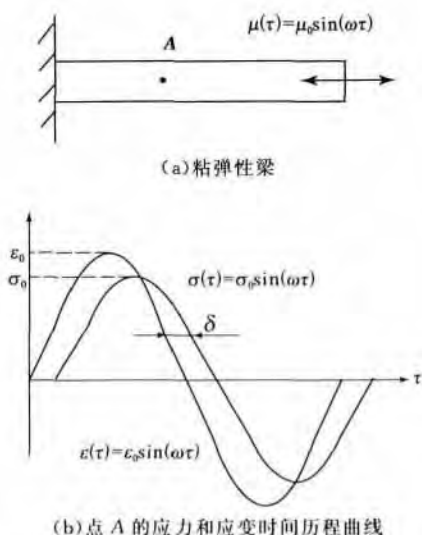


图 1 粘弹性梁及点 A 的应力和应变时间历程曲线

一个循环周期内的总滞后损失为整个梁内逐点的滞后损失之和。

在大多情况下,由于用于各种工程领域的三维粘弹体承受更为复杂的多轴循环激励,其应力和应变的时间历程既不是一维的也不是正弦波式的,因此在这种情况下,式(1)的滞后损失方程应广义表达为

$$\Delta W = \int_0^{T_c} \sigma_{ij}(\tau) \frac{d\varepsilon_{ij}(\tau)}{d\tau} d\tau \quad (2)$$

滞后损失转化为生热,一个循环周期内单位体积生热率(\dot{Q})计算公式为

$$\dot{Q} = \frac{\Delta W}{T_c} = \frac{1}{T_c} \int_0^{T_c} \sigma_{ij}(\tau) \frac{d\varepsilon_{ij}(\tau)}{d\tau} d\tau \quad (3)$$

式(3)适用于本研究的对数应变应力计量方式。

轮胎滚动过程中胶料呈现出复杂的三维动态粘弹变形,且其动态粘弹性能通常采用正弦波应变和应力关系表征,构成复合模量(G^*)= $G' + iG''$ (G' 为储能模量, G'' 为损耗模量), G^* 与 ε_0 、频率(f)和温度(T)相关, G' 和 G'' 与 δ 关系为

$$\tan\delta = \frac{G''}{G'}, G' = |G^*| \cos\delta \quad (4)$$

图 2 所示为线性粘弹性材料承受正弦波剪切应力与应变振幅的典型椭圆形迟滞回线。

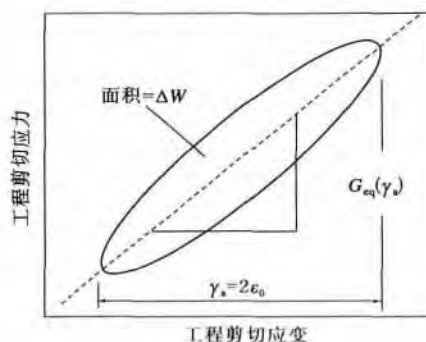


图 2 弹性体弹性模量与应变振幅的关系

从图 2 可以看出,峰与峰间的应变振幅(γ_a)= $2\varepsilon_0$,对粘弹性材料施加适度的负荷可使其迟滞回线接近椭圆形。因此,弹性体材料承受非正弦波循环激励时可近似为线性粘弹性,其应力-应变关系可表示为

$$\begin{aligned}\sigma(\tau) &\cong \operatorname{Re}[2G^*(\gamma_a, f, T)\varepsilon_0 e^{i\omega\tau}] \\ &= 2G'\varepsilon_0 \cos(\omega\tau) - 2G''\varepsilon_0 \sin(\omega\tau) \\ &= \operatorname{Re}[\sigma_0 e^{i(\omega\tau + \delta)}]\end{aligned}\quad (5)$$

式中, $\sigma_0 = 2G'\varepsilon_0 / \cos\delta = 2|G^*|\varepsilon_0$ 。应力响应由相

内和相间响应组成,最终导致相间相位角的产生。而且非正弦波 $1/2$ 周期的滞后损失计算公式如下:

$$\begin{aligned}\Delta W &= Re \int_0^{T_c/2} \sigma(\tau) \frac{d\epsilon(\tau)}{d\tau} d\tau \\ &= Re \int_0^{T_c/2} i2\omega |G^*| \epsilon_0^2 e^{i\omega\tau} e^{i(\omega\tau+\delta)} d\tau \\ &= \pi G'' \epsilon_0^2\end{aligned}\quad (6)$$

为了预测受非正弦波周期激励轮胎滚动时产生的多向应力和应变的滞后损失,可以考虑采用最大和最小等效应变确定循环周期内的应变振幅。但不能使用最大和最小等效应变差,原因是等效应变恒为正值。因此,本工作采用 6 个应变分量的半幅最大主值(ϵ_1)表示应变振幅,1 个循环周期内滚动轮胎单位体积的滞后损失为

$$\Delta W = \pi G'' \epsilon_1^2 \quad (7)$$

将式(6)中的 ϵ_0 替换为 ϵ_1 。滞后损失引起的滚动阻力(R_R)为相同时间段内轮胎 1 个循环滚动产生的滞后损失除以轮胎行驶的距离,计算公式为

$$R_R = \frac{W}{2\pi\rho_r}, \quad W = \int_{\Omega} \Delta W dV \quad (8)$$

式中, ρ_r 和 Ω 分别为轮胎的有效半径和材料体积。从滞后损失耗散了提供给车辆行驶的能量事实可知,滚动阻力为阻碍轮胎滚动的力。图 3 所示为总滚动阻力(F_R)和三维周期花纹轮胎示意。

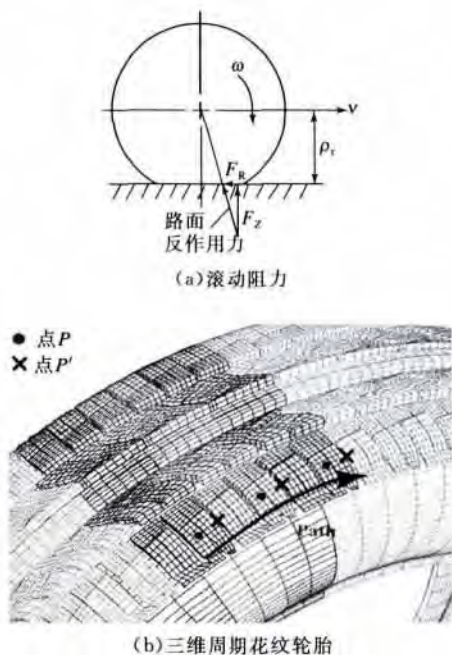


图 3 滚动阻力和三维周期花纹轮胎示意

路面反作用力为垂直方向的作用力(F_Z)和 F_R 的合力, F_R 为摩擦和材料的滞后损失引起的阻力。本文介绍的滚动阻力主要为滞后损失造成的,原因是摩擦对总滞后损失的贡献可以通过试验得出。不过,由于摩擦力对轮胎与路面间的牵引和制动性能的作用至关重要,其当然不可或缺。

1.2 三维周期花纹轮胎的应变振幅和滞后损失

三维周期花纹轮胎由一定数量的均匀扇区组成,如图 3(b)和图 4(a)所示。 P 和 P' 点处于相同圆周轨迹上,另一点 Q 位于与 P 点相同的二维轮胎扇区上,但不在相同的圆周轨迹 C 上。对比稳态滚动状态下光面轮胎与花纹轮胎这 3 个点在圆周轨迹上的应变循环。

由图 4(b)可见,当光面轮胎稳态滚动时, P

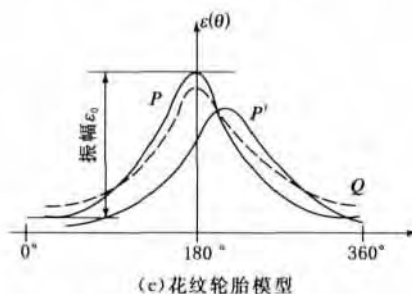
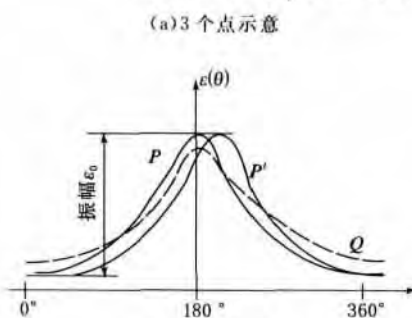
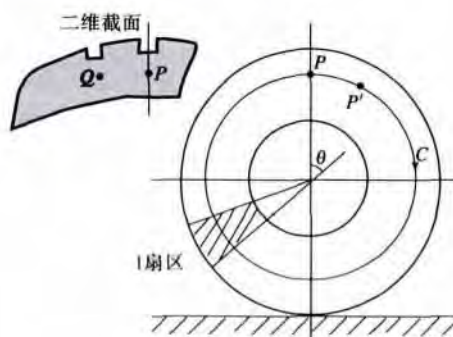


图 4 周应变分布示意

和 P' 点呈现出相同的对称应变分布,但存在相位差; Q 点虽然未产生相位差,但对称应变分布的振幅与 P 点不同。因此,在光面轮胎模型上,位于同一圆周轨迹 C 上的点在稳态滚动过程中呈现相同的应变循环。

另一方面,花纹轮胎模型在稳态滚动过程中,只有当胎面花纹具有周期性,且 P 和 P' 点处于分段扇区上沿圆周轨迹 C 运动时呈现出相同的应变分布。这是因为三维非周期花纹轮胎的胎面花纹块非均匀分布。图 4(c) 呈现 P, P' 和 Q 点的应变周期,其中 P 和 P' 点不具有同向扇形分段周期性。这说明同一圆周轨迹 C 上的材料点如果不具有扇形分段周期性,则其应变循环不相同。在这种情况下,为了计算滞后损失,计算应变循环应包括轮胎上的所有单元。幸运的是,如果胎面花纹由周期分段扇区组成,只需考虑 1 个扇区内所有单元的应变循环。

三维周期花纹轮胎模型示意图 5。轮胎模型沿圆周方向被划分为 n_s 个均匀扇区,每个扇区的单元数为 N_s ,总单元数(No_g)按扇区计算为 $No_g(\Omega_k | \text{扇区 } I) = No_g(\Omega_k | \text{扇区 } 1) + (I-1) \times N_s$, $I=1, 2, 3, \dots, n_s$

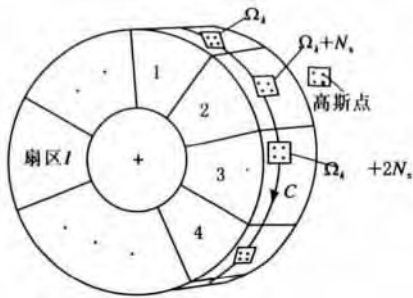


图 5 被划分为 n_s 个扇区的三维周期花纹轮胎模型示意

式中, $\Omega_k | \text{扇区 } I$ 为扇区 I 的第 k 单元。然后,沿着圆周轨迹 C 可提取 n_s 个单元,其总单元数完全不同于 $(I-1) \times N_s$ 。 n_s 个周期单元 (Ω_j^c) 的集合 (\mathfrak{Z}_c) 为

$$\begin{cases} \mathfrak{Z}_c = \prod_{j=1}^{n_s} \Omega_j^c \\ \Omega_j^c \cap C \neq \emptyset \\ |No_g(\Omega_j^c) - No_g(\Omega_L^c)| = I \times N_s \end{cases} \quad (10)$$

式中, $1 \leq I \leq (n_s - 1)$ 。 Ω_j^c 为 \mathfrak{Z}_c 中的第 J 单元, $No_g(\Omega_j^c)$ 为三维轮胎网格中 Ω_j^c 的总单元数。令

\mathbf{x}_j^c 为 \mathfrak{Z}_c (在相同圆周轨迹 C 上循环的分段扇区周期单元的集合) 中 J 单元的 l 高斯点,则在集合 \mathfrak{Z}_c 中所有单元的 l 高斯点的集合 (\mathfrak{U}_l^c) 为

$$\mathfrak{U}_l^c = \prod_{j=1}^{n_s} \mathbf{x}_j^c, \mathbf{x}_j^c \in \Omega_j^c \in \mathfrak{Z}_c, l=1, 2, \dots \quad (11)$$

圆周轨迹 C 上的材料点的应变分量时间历程采用三维静态轮胎接触分析,同时忽略轮胎的滚动效应。每个单元圆环 \mathfrak{Z}_c 均呈现以轮胎垂直轴对称的应变分布。令 M_l 为圆环 \mathfrak{Z}_c 中每个单元的高斯点总数, M_l 个应变循环都要用圆周轨迹 C 上的每一个应变分量来计算,即一个周向单元环上要进行 $6 \times M_l$ 次应变循环计算。其近似值既可采用扇区分段多项式,也可使用循环公式的最大和最小应变(图 4)表征。本工作采用后者进行滞后损失预测。

一个旋转周期内,在圆周轨迹 C 上扇区 1 上第 k 单元的 l 高斯点的各应变分量的半幅 ($\Delta \varepsilon_{ij}$) $_{k,l}^c$ 为

$$(\Delta \varepsilon_{ij})_{k,l}^c = |\max_{\mathbf{x}_m^c \in \mathfrak{U}_l^c} \varepsilon_{ij} - \min_{\mathbf{x}_m^c \in \mathfrak{U}_l^c} \varepsilon_{ij}| / 2, i, j = 1, 2, 3, l = 1, 2, \dots, k = 1, 2, \dots, n_s \quad (12)$$

M_l 为一个单元的高斯点总数,扇区 1 的 k 单元应变分量的单元平均半幅值 ($\Delta \varepsilon_{ij}$) $_k^c$ 计算公式为

$$(\Delta \varepsilon_{ij})_k^c = \sum_{l=1}^{M_l} (\Delta \varepsilon_{ij})_{k,l}^c / M_l, k = 1, 2, \dots, n_s \quad (13)$$

经历一周旋转,扇区 1 上的第 k 个单元生成 6 个应变分量的 ($\Delta \varepsilon_{ij}$) $_k^c$,其中最大主值 ($\varepsilon_{1,k}$) 采用解析公式通过主应变特征多项式计算,扇区 1 上的第 k 单元 Ω_k 产生的单位体积滞后损失 ($\Delta \tau w_k$) 为

$$\Delta \tau w_k = \pi G'' \varepsilon_{1,k}^2 \quad (14)$$

k 单元在沿着圆周轨迹 C 运行一周过程中耗散的总滞后损失 ΔW_k 为

$$\Delta W_k = \Delta \tau w_k \times V(\Omega_k) \quad (15)$$

式中, $V(\Omega_k)$ 为扇区 1 中 k 单元的总容积。

扇区 1 中沿相同圆周轨迹 C 运动单元的集合 (\mathfrak{Z}_1^c) (见图 5) 为

$$\mathfrak{Z}_1^c = \{\Omega_k : \Omega_k | \text{扇区 } 1 \cap C \neq \emptyset\} \quad (16)$$

由于在稳态滚动过程中,所有单元 $\Omega_k \in \mathfrak{Z}_1^c$ 沿着圆周轨迹 C 运动,它们的滞后损失 ΔW_k 应被平均。三维周期花纹轮胎在 1 次循环运动中的总

滞后损失(W)为

$$W = \sum_{c=1}^{n_c} \sum_{k=1}^{N(\mathfrak{Z}_1^c)} \frac{\Delta W_k}{N(\mathfrak{Z}_1^c)}, \Omega_k \in \mathfrak{Z}_1^c \quad (17)$$

式中, n_c 和 $N(\mathfrak{Z}_1^c)$ 分别为不同循环路径和集合 \mathfrak{Z}_1^c 中单元的数量。

1.3 稳态非线性热传导

图6所示为三维花纹轮胎热转换的边界条件。其中 $\omega \in R^3$, 边界 $\partial\Omega = \overline{\Gamma_1 \cap \Gamma_2 \cap \Gamma_3}$, Γ_1 为胎面和胎侧表面, Γ_2 为内表面, Γ_3 为轮胎与轮辋接触的表面。胎面区域被划分为包括外部复杂花纹块和带有带束层的胎面基部。花纹轮胎由于滞后损失造成的非线性稳态热传导满足下式:

$$-\nabla \cdot (\lambda \nabla T) = \dot{Q}(T), \Omega \text{ 里} \quad (18)$$

边界条件为

$$q_n = \begin{cases} h_c(T - T_0) + ab(T^4 - T_0^4), & \Gamma_1 \text{ 上} \\ h_c(T - T_0), & \Gamma_2 \text{ 上} \\ h(T - T_0), & \Gamma_3 \text{ 上} \end{cases} \quad (19)$$

式中, T_0 为室温, λ 为热导率, h_c 为对流因数, a 为 Stefan-Boltzman 常数, b 为辐射率, h 为传导因数。这5个常量都与温度无关, h_c 为胎侧至胎轴距离(r)的函数, 其随胎侧基部(h_c^{\min})至顶部(h_c^{\max})距离呈线性变化。这是因为滚动轮胎胎侧周围气流的相对速度可假定为 r 的线性函数。

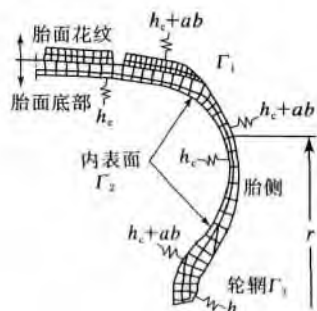


图6 三维花纹轮胎热转换的边界条件

图7所示为三维周期花纹轮胎滚动阻力和温度分布的交错迭代法计算方案, 其将耗散模块和热模块结合。静态轮胎变形采用 ABAQUS/Standard 在变形模块进行分析, 将应变和应力结果输入内部耗散模块, 计算滞后损失、滚动阻力和生热率。此处, 计算滞后损失所需的复合模量为温度的函数, 耗散模块从室温开始计算, 耗散和热模块迭代进行直至最高温度满足收敛公差。

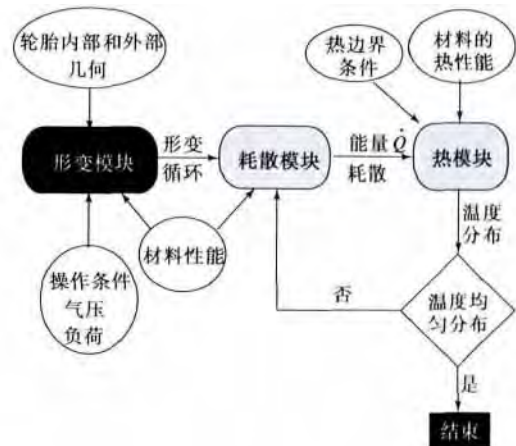


图7 滚动阻力和温度分布的迭代法计算方案

2 轮胎模型和粘弹性材料性能

2.1 三维周期花纹轮胎模型的生成

图8(b)所示为由顺序复制1个扇区花纹网格[见图8(a)]而生成的周向三维周期花纹轮胎模型。复制的数目为 $2\pi/\alpha$, α 为1个扇区网格的圆心角。根据前期研究, 1个扇区花纹轮胎网格由1个扇区的胎体网格和胎面花纹网格组成。根据一系列基本网格操作、几何转换和其他建模操作, 1个扇区胎面花纹网格产生于1节距胎面花纹的二维线框。胎体和胎面花纹网格在常规交界面上不一致, 因此两种网格通过 ABAQUS/Standard 提供的面-面结合算法组合。



图8 三维周期花纹轮胎网格

1个扇区花纹网格生成后, 两个相邻扇区网格常规交界面上的节点应该完全一致。随着1个扇区总单元数的增大, 轮胎整体单元数按扇区分配, 赋予1个扇区花纹网格的材料性能和边界条件在扇区花纹网格的复制过程中进行复制。该复制过程用商用实体建模软件 I-DEAS 完成, 静态接触和非线性热传导分析的输入文件由 ABAQUS/Standard 生成。

2.2 材料模型和性能

图 9(a) 所示为纯橡胶和纤维补强橡胶组成的三维花纹轮胎的横截面。除了纤维补强橡胶, 其余橡胶采用 Moonley-Rivlin 材料模型建模, 应变能密度函数为

$$W(J_1, J_2, J_3) = C_{10}(J_1 - 3) + C_{01}(J_2 - 3) + \frac{1}{D_1}(J_3 - 1)^2 \quad (20)$$

式中, C_{10} 和 C_{01} 为试验得出的材料常数, D_1 为补强材料不可压缩性参数, J_i 为 Green-Lagrangian 应变张量不变量。类罚参数 $D_1 (= 2\kappa)$ 由 $4\kappa(C_{10} + C_{01})/\tau$ 得出, 其中 τ 和 κ 分别为橡胶的剪切模量和体积模量。 C_{10} 和 C_{01} 为给定值, 材料的不可压缩性与 κ/τ 成正比, 但一般 κ/τ 推荐值为 100。

图 9(b) 所示为带束层及其橡胶基体作为单层正交各向异性壳层进行有限元分析(FEM)建模, 而钢丝纤维与橡胶均单独视为各向同性材料, 各向异性壳层的等效材料常数通过 Halpin-Tsai 公式计算。同时, 根据复合物的线性规则, 钢丝圈及其覆胶按均匀实体单元建模。

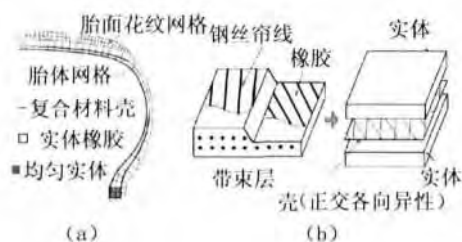


图 9 FEM 模型

图 10 所示为频率为 10 Hz 时胶料的储能模量和损耗模量的试验数据插值。其是根据如下有理数 4-参数拟合技术得出:

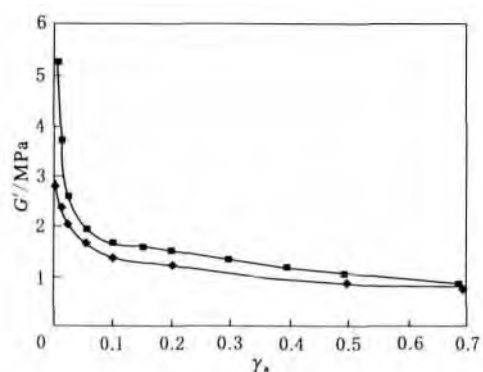
$$\log \left[\frac{G''(\gamma_a, T)}{G''(\gamma_a, \hat{T}_0)} \right] \cong d(T - \hat{T}_0) \quad (21)$$

式中, γ_a 为工程剪切应变振幅。 γ_a 为 0.15, T 和 \hat{T}_0 分别为 70 和 30 °C 时, 通过测试 G'' 得出插值参数 d 。温度为 T 时的损耗模量为

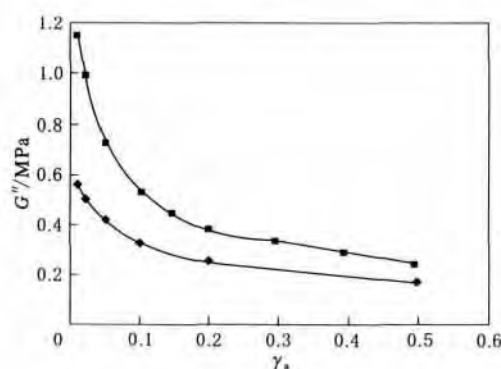
$$G''(\gamma_a, T) = G''(\gamma_a, \hat{T}_0) e^{d(T - \hat{T}_0)} \quad (22)$$

通过引入胶料的损耗因子(η), $\eta = \tan \delta = G''/G'$, 将 δ 表示为

$$\delta = \tan^{-1} [\eta e^{d(T - \hat{T}_0)}] \quad (23)$$



(a) 储能模量



(b) 损耗模量

■—低温; ◆—高温。

图 10 胶料粘弹性能与温度的关系

然后, 根据 $G'' = |G^*| \sin \delta = G \sin \delta \sqrt{1 + \eta^2}$, 式(7)中的滞后损失可表示为

$$W = \pi G'' \epsilon_1^2 = \pi |G^*| \epsilon_1^2 \sin \delta \quad (24)$$

同时, G'' 与 f ($= \omega/2\pi$) 的关系通过幂次定律确定:

$$G''(\gamma_a, f, T) = G''(\gamma_a, T) |_{f=10} (f/10)^m \quad (25)$$

式中, $G''(\gamma_a, T) |_{f=10}$ 为 f 为 10 Hz 时的损耗模量, m ($m > 0$) 为材料相关指数。当 f 为 0.1~200 Hz, T 为 50 °C, γ_a 为 0.005 时测试 G'' , 然后根据幂次定律得出 m 值。

胶料的损耗模量很难通过材料试验准确测出。式(21)是在假设有限温度范围内频率与温度之间有简单对应关系的基础上得出的, 胶料粘弹性能的测试和表征在锦湖轮胎美国技术中心进行。应变扫描测试分别在 30 和 70 °C 下完成, 名义工程剪切应变振幅从 0.001 增大至 1.0 (离散为 13 个应变振幅), 频率为 10 Hz。频率扫描测试分别在 30, 50 和 70 °C 下进行, 频率从 0.1 Hz 增大至 200 Hz (离散为 11 个频率), 应变振幅为

0.005。

3 数值试验

根据前面讨论的数值公式,用一个内部 Fortran 语言编写的程序导入 ABAQUS 输出文件,计算滞后损失和生热率,并生成 ABAQUS 热传导分析的输入文件。以 P205/60R15 规格单层胎体、双层带束层轮胎为模型进行数值试验,基体橡胶和补强材料性能在前期已进行研究。为了对比

数值结果,采用两种花纹轮胎和一种无花纹(只有简单主花纹沟)轮胎模型,见图 11。三维花纹轮胎划分为 71 个周期扇区,无花纹轮胎划分为 48 个扇区。无花纹轮胎模型有 34 656 个单元和 39 511 个节点,花纹轮胎模型 I 有 66 499 个单元和 87 757 个节点,花纹轮胎模型 II 有 82 748 个单元和 109 199 个节点。其他网格参数见表 1,所有单元类型均根据 ABAQUS/Standard 选择。

表 1 中损耗因子与温度和频率的关系是根据

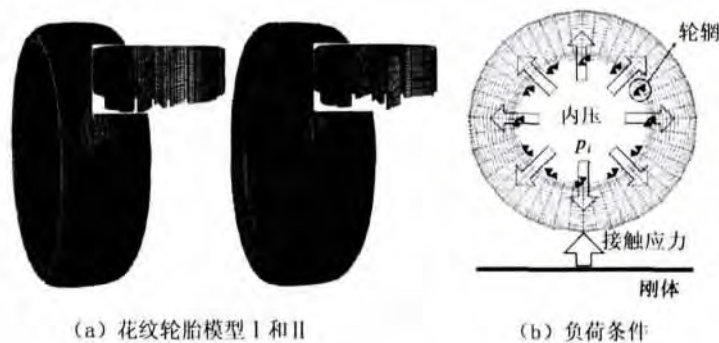


图 11 轮胎模型和负荷条件

表 1 数值试验的材料和模拟数据

项 目	无花纹轮胎	花纹轮胎
网格		
每扇区的单元数	722	1 236(I) 1 538(II)
单元类型	C3D8H,C3D6H, C3D8H,C3D6H, R3D4,DC3D6, SFM3D4R,R3D4, DC3D8	DC3D6,DC3D8
材料的粘弹性能		
G^*/MPa	1.3~6.83	
m^*	0.032~0.155	
η^*	0.101 4~0.294 2	
d^*	-0.006 0~0.005 8	
稳态热传导		
$v/(\text{km} \cdot \text{h}^{-1})$	80	
r/m	0.297 50	0.297 49
滑移率	0	
$\rho^*/(\text{N} \cdot \text{s}^2 \cdot \text{m}^{-2})$	$1.13 \times 10^{-3} \sim 1.19 \times 10^{-9}$	
$c^*/[\text{J} \cdot (\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}]$	1 020.0~1 742.5	
$\lambda^*/[\text{W} \cdot (\text{m} \cdot ^\circ\text{C})^{-1}]$	0.276 7~0.345 8	
$h/[\text{W} \cdot (\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})^{-1}]$	45(Γ_3)	
$h_c/[\text{W} \cdot (\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})^{-1}]$	81(Γ_1),8(Γ_2)	
$T_0/^\circ\text{C}$	25.0	
$a/[\text{N} \cdot (\text{s} \cdot \text{m} \cdot ^\circ\text{C}^4)^{-1}]$	$5.669 7 \times 10^{-8}$	
b	0.95	

注: ρ 为密度; c 为比热容。 $*$ 为与轮胎组成相关的值。

对材料进行应变和频率扫描得出的损耗模量进行幂律拟合估测的。为了获得有效的损耗因子测量值,材料测试选择应变范围为 0.005~0.5,频率范围为 5~20 Hz,温度范围为 40~90 $^\circ\text{C}$ 。

采用 ABAQUS/Standard 分析 3 个轮胎模型的三维静态接触,一般包含两个步骤。首先,固定所有与轮辋接触的节点,轮胎模型充气至预定气压(P_i)207 kPa;第二步,刚体在垂直方向 4 851 N 压力的作用下与轮胎模型接触,轮胎模型与刚体之间的摩擦因数(μ)设为 1.0。

3.1 花纹轮胎模型 I 的数值结果

首先模拟测试花纹轮胎模型 I 内部耗散模块,验证数值模拟结果的可靠性。图 12 所示为 ABAQUS/Standard 得出模型 I 的最大主应变。从图 12 可以看出,最大主应变关于轮胎垂直轴对称分布,且在接地印痕区最大,应变峰值 ϵ_1^{\max} 为 0.388,与图 4(b)预测一致。图 13 所示为当 θ 为 180 $^\circ\text{C}$ 时,最大主应变的二维截面分布。从图 13 可以看出,胎圈附近、带束层边缘和上胎侧区域的应变值相对较大。此外,很难找到不对称的应变分布,因为胎面花纹呈对称分布[见图

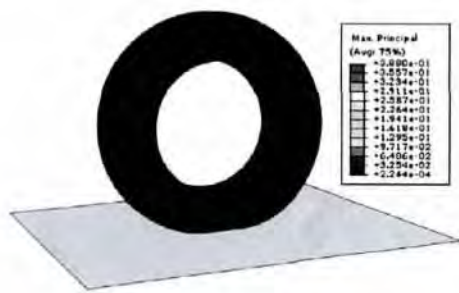


图 12 最大主应变分布

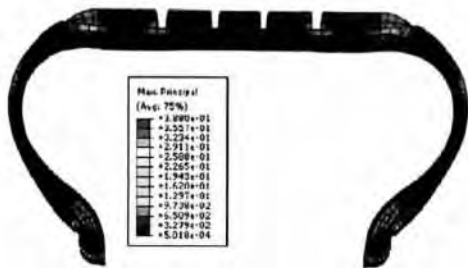


图 13 θ 为 180 ° 时的最大主应变二维截面分布



(a) 1 次迭代后



(b) 4 次迭代后

图 14 温度分布

11(a)]。

在 1 扇区内,利用计算的所有单元的 6 个应变分量的半幅最大主值($\epsilon_{1,k}$),首先计算单元的滞后损失和生热率,然后利用方程(17)计算滚动阻力,稳态热传导分析通过 ABAQUS/Standard 进行。迭代法计算耗散模块和热模块的收敛公差 $\epsilon_T = |T_{\max}^k - T_{\max}^{k-1}|/T_{\max}^{k-1} \leq 0.005$ 。迭代计算在 4 次迭代的截断结果见表 2。滚动阻力和温度峰值分别收敛于 41.42 N 和 72.66 °C。1 次和 4 次迭代后的温度分布见图 14。

表 2 总滞后损失、滚动阻力和温度峰值的迭代计算历程

项 目	迭代次数			
	1	2	3	4
W/J	68.96	78.52	77.32	77.41
\dot{Q}/W	820.30	939.14	919.73	920.92
R_R/N	36.89	42.01	41.36	41.42
温度峰值(T_{\max})/°C	69.26	73.22	72.58	72.66

两个温度分布除温度水平不同外基本一致。温度几乎呈对称分布,最高温度发生在胎肩区域的带束层边缘,这与极高温下滚动轮胎带束层边缘出现结构性破坏的现象一致。文献报道,气密层和胎肩表面温度的测量值和数值预测值几乎处于相同水平。从当前得到的详细数值结果也发

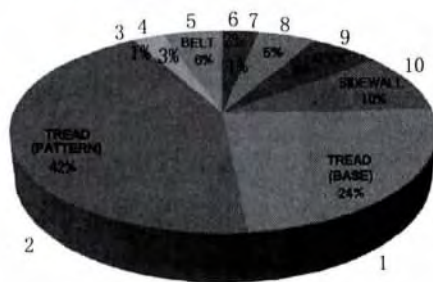
现气密层和胎肩表面温度几乎处于相同水平。胎圈部位最大主应变处(图 13)未产生高温是由于轮胎与轮辋热传导的缘故。

滚动阻力的试验值与估算值对比如表 3 所示。试验在锦湖轮胎股份有限公司韩国研发中心进行,试验方法参照文献进行。从表 3 可以看出,估算值比试验值低 12.82%。这种差异是由下列因素引起的:首先,轮胎动态滚动时产生非对称圆周分布应变,但数值预测时使用的是静态应变,假设为理想的对称正弦波激励;其次,轮胎与路面真实的动态接触被简化为光滑硬表面的静态接触,引入摩擦因数,因此,在轮胎接触过程中忽略了复杂的动态摩擦产生的额外变形和生热;第三,储能模量随着温度的升高而减小,但由于研究中忽略了轮胎变形与温度的耦合关系,因此应变没有随温度变化。

轮胎组件对滚动阻力的贡献见图 15。从图 15 可以看出,胎面花纹对轮胎滚动阻力的贡献超

表 3 滚动阻力试验值与估算值对比

项 目	滚动阻力/N	相对偏差/%
估算值	41.42	-12.82
试验值	47.51	—



1—胎面基部(24%);2—胎面花纹(42%);3—胎冠(1%);4—帘布层(3%);5—带束层(6%);6—带束层缓冲层(2%);

7—胎圈包布(1%);8—气密层(5%);

9—三角胶(6%);10—胎侧(10%)。

图 15 轮胎组件对滚动阻力的贡献

过40%，由此证实胎面花纹设计是降低滚动阻力最关键的因素。

3.2 轮胎速度和胎面花纹的影响

为了研究轮胎速度和胎面花纹对滚动阻力和温度分布的影响,数值参数试验选择不同运动速度下的花纹轮胎模型 I (速度的影响)以及速度为 $80 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 时花纹轮胎模型 II (花纹的影响)。其余模拟参数保持不变(见表 1)。

表 4 所示为不同速度下花纹轮胎模型 I 的总滞后损失、生热率、滚动阻力和温度峰值。

表 4 不同速度下花纹轮胎模型 I 的总滞后损失、生热率、滚动阻力和温度峰值

项 目	速度/($\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$)					
	40	60	80	100	120	140
W/J	78.78	78.09	77.41	76.89	76.42	75.96
\dot{Q}/W	468.6	696.7	920.9	1 143.4	1 363.6	1 581.3
R_R/N	42.15	41.78	41.42	41.14	40.89	40.64
$T_{\max}/^{\circ}\text{C}$	58.83	65.62	72.66	79.06	85.05	90.89

从表 4 可以看出,随着花纹轮胎模型 I 行驶速度的提高,生热率和温度峰值提高。这是因为随着速度的提高,1 个循环的周期变短。另一方面,随着速度的提高,总滞后损失和滚动阻力均匀减小,减小幅度不明显。方程(25)显示损耗模量随着频率的提高而增大,但随着温度的升高而减小(图 10)。损耗模量与温度和频率的相关性导致上述总滞后损失和滚动阻力随速度的变化。滚动阻力随着速度的提高均匀下降,与文献中的试验结果一致。当速度为 40 和 $140 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 时,其温度分布见图 16。从图 16 可以看出,两种速度下几乎显示出相同的对称温度分布,但是当



(a)速度为 $40 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$



(b)速度为 $140 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$

图 16 花纹轮胎 I 的温度分布示意

速度较高时,带束层边缘处的温度集中现象更加明显。

表 5 所示为 $80 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 下迭代次数对花纹轮胎模型 II [见图 11(a)]总滞后损失、生热率、滚动阻力和温度峰值的影响,温度/非线性迭代计算的收敛公差 $\varepsilon_T \geq 0.005$ 。与花纹轮胎模型 I 相比,花纹轮胎模型 II 更加经济耐用,其滚动阻力和温度峰值分别下降了 7.97% 和 26.85%。

表 5 不同迭代次数下花纹轮胎模型 II 的总滞后损失、生热率、滚动阻力和温度峰值

项 目	迭代次数			
	1	2	3	4
W/J	53.29	74.09	70.31	71.25
\dot{Q}/W	633.98	891.14	836.59	847.54
R_R/N	28.51	39.64	37.62	38.12
	(-22.72%)	(-5.64%)	(-9.04%)	(-7.97%)
$T_{\max}/^{\circ}\text{C}$	47.22	54.55	52.94	53.15
	(-31.82%)	(-25.50%)	(-27.06%)	(-26.85%)

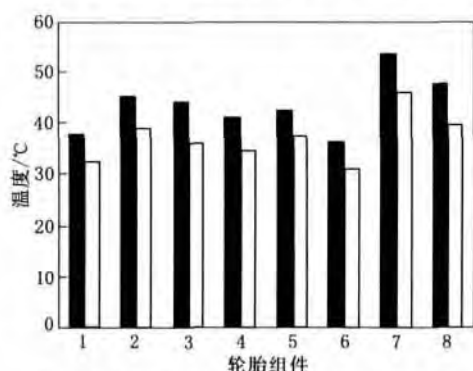
注:括号里数据为与花纹轮胎模型 I 的相对偏差。

图 17 所示为花纹轮胎模型 II 的温度分布。从图 17 可以看出,花纹轮胎模型 II 在整个胎面区域的温度分布更宽,而花纹轮胎模型 I 在带束层边缘呈现明显的温度集中。

图 18 所示为两种花纹轮胎模型各组件平均温度对比。从图 18 可以看出,花纹轮胎模型 II 所



图 17 迭代 4 次后花纹轮胎模型 II 的温度分布(速度为 $80 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$)



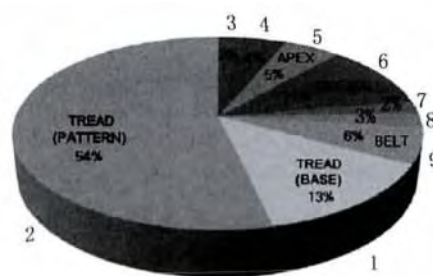
1—胎圈包布;2—气密层;3—三角胶;4—胎侧;
5—帘布层;6—胎面;7—带束层;8—胎面。
花纹轮胎模型:■—I;□—II。

图 18 两种花纹轮胎各组件的平均温度对比
有组件的平均温度均较低,两种情况下带束层和胎圈处的温度均分别为最高和最低值。

图 19 所示为花纹轮胎模型 II 所有组件对滚动阻力的贡献。从图 19 可以看出,与花纹轮胎模型 I (见图 15)相比,花纹轮胎模型 II 的胎面基部胶贡献较小,而胎面花纹的贡献更大。从这两种花纹轮胎的滚动阻力和温度峰值结果可以确定轮胎胎面花纹的重要性。

4 结语

介绍了一种采用静态接触分析三维周期花纹



1—胎面基部(13%);2—胎面花纹(54%);3—胎圈包布(2%);
4—气密层(4%);5—三角胶(5%);6—胎侧(11%);7—带束
层贴胶(2%);8—帘布层(3%);9—带束层(6%)。

图 19 轮胎组件对花纹轮胎模型 II 滚动阻力的贡献
轮胎滞后损失导致的滚动阻力和温度分布的数值预测方法。周期花纹轮胎模型由轮胎花纹网格扇区复制而成,轮胎一个循环周期内的应变循环用在相同单元圆周轨迹上的周期重复单元的高斯点进行估算。一个循环周期的滞后损失通过 6 个应变分量的半幅最大主值进行计算,轮胎的温度分布通过稳态热传导分析获得。由于损耗模量与温度的非线性关系,滞后损失与温度的耦合采用迭代算法求解。

数值试验证明,迭代算法既稳定又快速收敛。与试验结果相比,数值估算的滚动阻力相对误差低于 13%。胎面花纹对滚动阻力的贡献大于 40%,由此确定了胎面花纹对轮胎燃油经济性的重要性。从参数数值试验可以看出,生热率和温度峰值随着轮胎行驶速度的提高而增大,但滞后损失和滚动阻力随着行驶速度的提高而缓慢减小。此外发现轮胎胎面花纹对滚动阻力和温度峰值及其分布有重要影响。

(北京橡胶工业研究设计院

肖大玲摘译 吴淑华,徐立校)

译自美国“International Journal of Solids and Structures”,50[1],86~96(2013)

一种汽车轮胎橡胶组合物及充气轮胎

中图分类号:TQ336.1;U463.341 文献标志码:D

由开平市中铝实业有限公司申请的专利(公开号 CN 103342838A,公开日期 2013-10-09)
“一种汽车轮胎橡胶组合物及充气轮胎”,涉及的胶料配方为环氧化天然橡胶 100~120,丁二烯

橡胶 20~40,丁苯橡胶 0~10,炭黑 0.5~1,二氧化硅 30~35,硅烷偶联剂 1~2,硬脂酸锌 2~8,防老剂 1~3,硫化剂 0.5~8,促进剂 1~2。该胶料可以抑制硫化还原,且强度性能和耐磨性能得到改善。

(本刊编辑部 马晓)