

复杂轮胎钢丝帘线有限元分析与试验研究

危银涛¹, 缪一鸣², 柴德龙², 冯希金¹

(1. 清华大学 汽车安全与节能国家重点实验室, 北京 100084; 2. 杭州朝阳橡胶有限公司, 浙江 杭州 310008)

摘要:对载重子午线轮胎中钢丝帘线的变形和受力进行分析, 获得其常见的弯曲变形和张力分布规律, 在钢丝帘线的局部建模中可以作为有用的输入参数。以帘线捻角、捻距和中心半径等帘线的设计变量作为输入参数, 提出一种多股帘线分层结构的高效建模方法, 并对几种钢丝帘线进行建模。运用有限元分析方法对两种帘线在仅受拉伸以及拉伸与弯曲综合作用这两种情况下的轮胎变形进行仿真, 得到的张力-位移曲线与试验得到的曲线吻合得很好, 而且有限元仿真揭示了特征结构变形和塑性变形阶段, 发现在受到拉伸和弯曲综合作用下一些未曾发现的局部应力和变形模式。另外, 还提出一种帘线受力的试验测量方法。

关键词:载重子午线轮胎; 钢丝帘线; 捻角; 捻距; 帘线受力测量; 有限元分析

中图分类号: U463.341⁺.6; TQ330.38⁺9 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-890X(2013)11-0645-13

为了分析轮胎变形、应力、应变和接触行为, 在 20 世纪 70 年代, 研究人员开始发展有限元方法, 以使其适用于轮胎的研究^[1-7]。现在研究人员已经开始使用有限元方法为轮胎滚动损失^[8-10]、轮胎断裂^[11-15]和轮胎动力学分析^[16-23]建立模型。尽管在有限元方法方面取得了很大成就, 但是轮胎设计者仍然觉得在复杂的道路负载下获得子午线轮胎中精确的应力-应变场十分困难, 特别是全钢载重子午线轮胎, 因为子午线轮胎中橡胶-钢丝帘线复合材料是一种非常复杂的非线性结构。一个挑战性的问题是: 实际负载状态下, 全钢载重子午线轮胎钢丝帘线的精确变形和应力分布图究竟如何?

本工作首先对全钢载重子午线轮胎进行整体分析, 以获得钢丝帘线的典型弯曲变形和拉伸应力。然后开发出一种局部建模方法, 以对帘线内部的应力和应变进行仿真。在局部模型中, 使用从整体模型得到的钢丝帘线的典型变形和应力作为输入参数。以帘线捻角、捻距和中心半径等设计变量作为输入参数, 提出了一种多股帘线分层结构的高效建模方法。作为开发方法的例子, 模

拟了 3 种类型的钢丝帘线。

1 全钢载重子午线轮胎整体建模

为得到轮胎和钢丝帘线的整体响应, 需建立整体有限元模型。轮胎的整体响应包括轮胎的负荷-挠度曲线(垂直刚度)、轮胎接地面积和接地处的应力, 而钢丝帘线的整体响应包括由轮胎变形得到的帘线的拉伸应力和弯曲变形。在整体模型中建立钢丝帘线模型时采用 rebar 技术^[24], 然而局部钢丝帘线分析要利用精细的三维模型。从整体模型得到的拉伸应力和弯曲变形, 可作为钢丝帘线局部建模的输入参数。

图 1 给出了 12.00R20 全钢载重子午线轮胎的有限元模型, 二维模型有 2 332 个单元, 钢丝帘线用 rebar 单元建立模型, 其实际上是一种一维杆单元。三维模型沿周向被划分为 37 个断面, 总单元数为 86 284。

边界条件为: 充气压力 840 kPa, 负荷 3 675 kg。

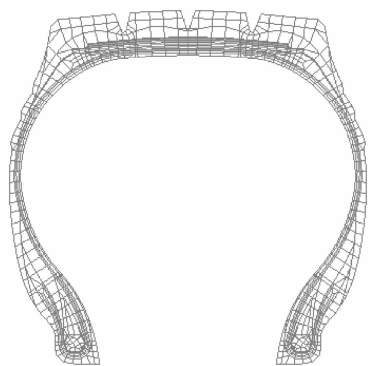
轮胎材料分布如图 2 所示。

1.1 帘线受力与变形

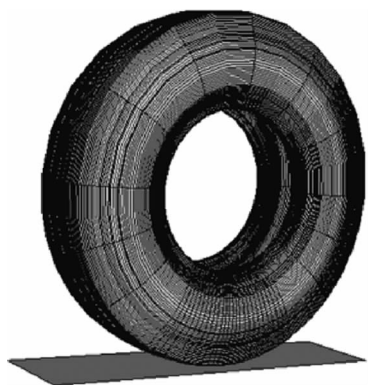
使用整体有限元模型可以得到帘线的受力分布, 进行参数分析, 为钢丝帘线分布优化提供了一个强大的工具, 并为帘线本身的结构设计优化提供了有用的输入参数。

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51275265, 51175286)

作者简介: 危银涛(1971—), 男, 湖北京山人, 清华大学教授, 博士, 主要从事汽车动力学与控制、轮胎力学与复合材料及有限元与优化设计等方面的研究工作。

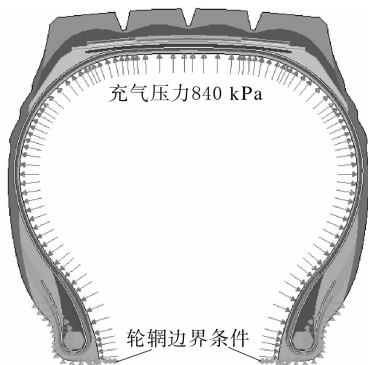


(a) 断面网格

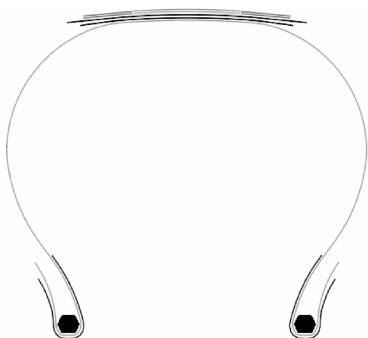


(b) 三维网格

图1 轮胎有限元网格模型



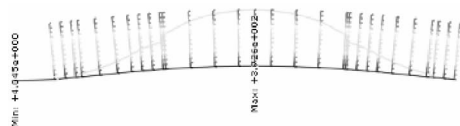
(a) 整体



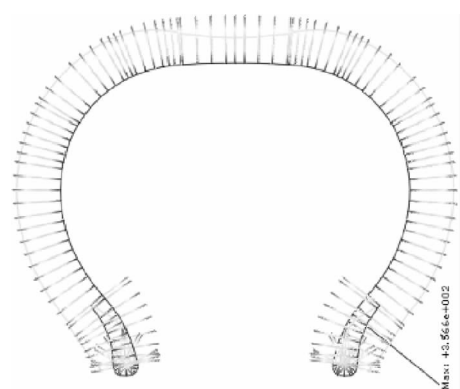
(b) 加强层

图2 轮胎材料分布

图3显示了第2带束层和胎体在充气状态下帘线的受力分布情况。第2带束层的张力从胎冠中心处的最大值(372 N)到边缘位置的最小值(4 N)的分布呈抛物线形状。胎体因为带束层的箍紧影响,冠部区域的帘线受力远小于胎侧处。除了冠部区域,从上胎侧到下胎侧,胎体受力几乎保持不变,而在胎圈部位的胎体张力有所增大,然后在胎体端点下降到零。



(a) 第2带束层



(b) 胎体

图3 充气状态下轮胎带束层和胎体受力分布

垂直负荷下轮胎钢丝帘线的应力分布与充气状态下是不同的。不同之处主要发生在轮胎接地区域(见图4~6)。在图4~6中,纵横坐标轴表示圆周角和子午方向的宽度,图中直观地示出帘线的应力值大小。

图4和5示出第1和第2带束层的帘线受力分布情况。从图4和5可以看出,第2带束层帘线受力远比第1带束层大。这是因为第2带束层被设计为主要承载层,承受大部分的充气压力 and 外部负荷。

图4和5具有3个共同特点:①帘线受力与圆周的胎面中心线呈反对称;②在接触区域,帘线受力在冠部减小而在带束层末端增大;③帘线受力的最大值转移到带束层末端,最小值转移到中心区域,即接触变形使带束层受力在冠部松弛而增大了肩部弯曲。

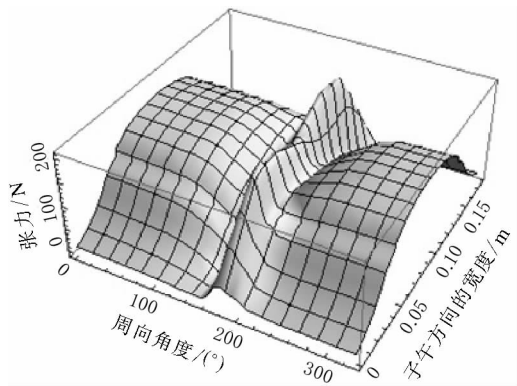


图 4 第 1 带束层帘线受力分布

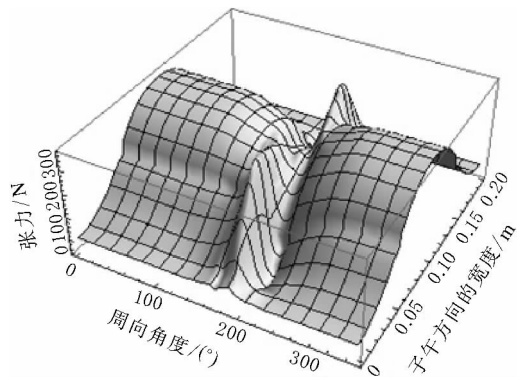


图 5 第 2 带束层帘线受力分布

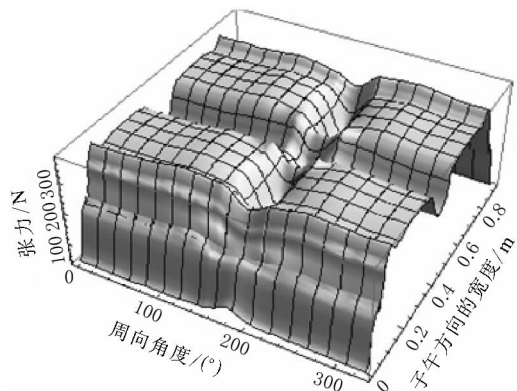


图 6 胎体帘线受力分布

对于受垂直负荷的轮胎(见图 6),胎体帘线应力分布的一个重要特点是在轮胎与地面的接触区域帘线应力有所减小,而在接触区域以外应力几乎与充气压力相等。下面列出的试验数据证实了帘线受力分布的仿真分析结果。

1.2 胎体弯曲变形和应力

胎体弯曲行为非常重要,因为耐弯曲疲劳,尤其是在胎侧区域,是胎体骨架材料的主要技术要求之一。

如果胎体的曲率(κ)是已知的,那么帘线的应力水平($\sigma_{\max}$)可以用下面的公式计算^[25-27]:

$$\sigma_{\max} = \Delta\kappa E r_f \quad (1)$$

式中, E 为材料的杨氏模量(约 200 MPa), r_f 为单丝的半径(0.11 mm)。

式(1)意味着帘线中的全部单丝独立弯曲,同时具有相同的曲率。根据这个假设,一根单丝的曲率可以从胎体的整体变形中获得,计算公式如下:

$$\begin{aligned} \kappa_0 &= \frac{|y''|}{(1+y'^2)^{3/2}} \\ \kappa_u &= \frac{|(y+u_y)''|}{[1+(y+u_y)'^2]^{3/2}} \\ \Delta\kappa &= \kappa_u - \kappa_0 \\ y'_i &= \frac{y_{i+1} - y_{i-1}}{x_{i+1} - x_{i-1}} \\ y''_i &= \frac{y'_{i+1} - y'_{i-1}}{x_{i+1} - x_{i-1}} \\ y'_{i+1} &= \frac{y_{i+2} - y_i}{x_{i+2} - x_i} \\ y'_{i-1} &= \frac{y_i - y_{i-2}}{x_i - x_{i-2}} \end{aligned} \quad (2)$$

然而,帘线中的单丝实际上并不是以统一的方式弯曲。由于相对扭转、剪切和轮胎变形过程中丝与丝之间的接触,不能使用整体建模来分析。研究这些细微的变形机制应使用局部模型。为了模拟极端弯曲应力的情况,在局部建模中弯曲曲率取为 25[几乎为式(2)得到的最大值的 2 倍],或曲率半径为 40 mm。同时,对帘线施加 50~300 N 不同的张力。

2 复杂多股钢丝帘线的有限元建模

2.1 复杂钢丝帘线双螺旋结构的几何描述

为复杂的多股钢丝帘线划分网格,首先应找到一种方式来精确描述其几何特征。钢丝帘线指定层的钢丝单螺旋中心线可以由以下参数方程描述:

$$\begin{aligned} x_s &= R_s \cos(\theta_s + \theta_{s0}) \\ y_s &= R_s \sin(\theta_s + \theta_{s0}) \\ z_s &= R_s \theta_s \tan \alpha_s \end{aligned} \quad (3)$$

式中, R_s 为单螺旋中心线的半径(见图 7), θ_s 为旋转角, θ_{s0} 为初相角, α_s 为捻角。

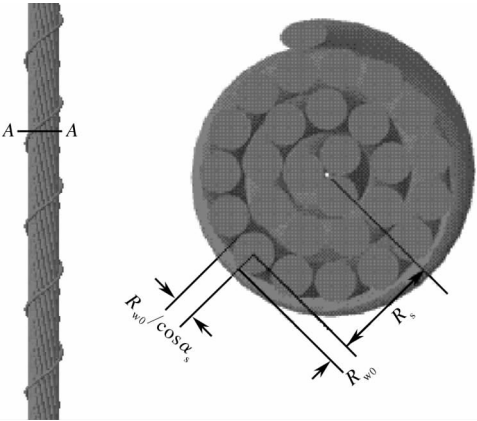


图 7 3+9+15×0.22+0.15 三层钢丝帘线结构

对于像 3+9+15×0.22 的钢丝帘线,单一螺旋线结构足以描述其几何形状。然而,对于 3×4 或 3×7 等包含双螺旋结构的钢丝帘线(见图 8),

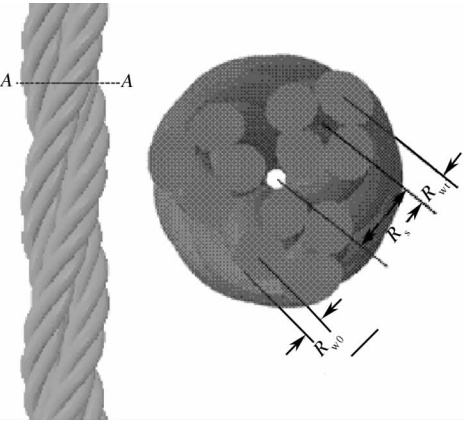


图 8 3×4×0.22 双螺旋多股钢丝帘线结构

$$\mathbf{a} = \begin{Bmatrix} \cos(\theta_s + \theta_{s0}) & \sin(\theta_s + \theta_{s0}) & 0 \\ -\sin\alpha\sin(\theta_s + \theta_{s0}) & \sin\alpha\cos(\theta_s + \theta_{s0}) & -\cos\alpha \\ -\cos\alpha\sin(\theta_s + \theta_{s0}) & \cos\alpha\cos(\theta_s + \theta_{s0}) & \sin\alpha \end{Bmatrix} \quad (5)$$

同样,局部到整体坐标系的转置矩阵为

$$\mathbf{a}^{-1} = \mathbf{a}^T = \begin{Bmatrix} \cos(\theta_s + \theta_{s0}) & -\sin\alpha\sin(\theta_s + \theta_{s0}) & -\cos\alpha\sin(\theta_s + \theta_{s0}) \\ \sin(\theta_s + \theta_{s0}) & \sin\alpha\cos(\theta_s + \theta_{s0}) & \cos\alpha\cos(\theta_s + \theta_{s0}) \\ 0 & -\cos\alpha & \sin\alpha \end{Bmatrix} \quad (6)$$

然后,在局部坐标系中定义的矢量 $\mathbf{r}$ 可以转化到整体坐标系:

$$\mathbf{r}_g = \mathbf{a}^{-1} \mathbf{r}_l \quad (7)$$

为达到匹配,不同层的旋转角度有一定的关系,定义如下:

$$\text{csn}(i) = \frac{\theta_s(i)}{\theta_s(1)} = \frac{R_s(1)\tan\alpha_s(1)}{R_s(i)\tan\alpha_s(i)} \quad (8)$$

式中, $\theta_s(i)$ 为第 i 层的旋转角度, $R_s(i)$ 为第 i 层

以局部坐标轴为基础的数学方程更方便来描述其几何特性。

定义局部 Frenet-Serret 轴作为 $\mathbf{t}, \mathbf{n}, \mathbf{b}$ ^[28-29] (见图 9)。

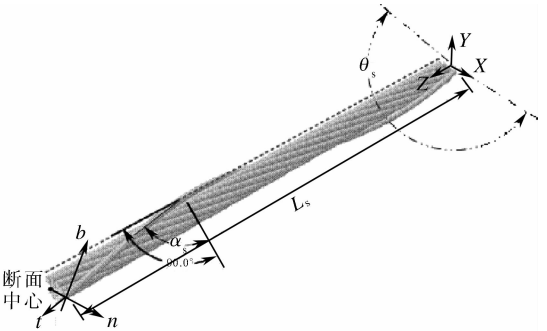


图 9 螺旋结构的几何特性

3 个向量 $\mathbf{t}, \mathbf{n}, \mathbf{b}$ 分别为沿着螺旋线的切线、法线和副法线的单位向量。他们的组成为

$$\begin{aligned} \mathbf{t} &= \begin{Bmatrix} -\cos\alpha\sin(\theta_s + \theta_{s0}) \\ -\cos\alpha\cos(\theta_s + \theta_{s0}) \\ \sin\alpha \end{Bmatrix} \\ \mathbf{n} &= \begin{Bmatrix} \cos(\theta_s + \theta_{s0}) \\ \sin(\theta_s + \theta_{s0}) \\ 0 \end{Bmatrix} \\ \mathbf{b} &= \begin{Bmatrix} -\sin\alpha\sin(\theta_s + \theta_{s0}) \\ \sin\alpha\cos(\theta_s + \theta_{s0}) \\ -\cos\alpha \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (4)$$

整体到局部坐标系的转置矩阵可以写为

的单螺旋曲线的中心线半径, $\alpha_s(i)$ 为第 i 层的捻角。

根据双螺旋中股与单丝的旋转角度之间的关系可以确定单丝的旋转角度:

$$\text{cwn}(i,j) = \frac{\theta_w(i,j)}{\theta_s(i)} = \frac{R_s(i)}{R_{wt}(i,j)\tan\alpha_{wt}(i,j)\cos\alpha_s(i)} \quad (9)$$

式中, $\theta_w(i, j)$ 为第 i 层的第 j 子层的旋转角度, $\alpha_{wt}(i, j)$ 为第 i 层的第 j 子层的捻角。

在以上双螺旋帘线结构描述的数学公式基础上, 可以设计一个递归的程序, 以获得复杂帘线的几何形状 (参见图 7~9), 其算法如下。

(1) 每个股层中每股的初相角由下式决定:

$$\theta_{s0}(k) = \frac{2\pi(k-1)}{k_s} \cdot \frac{\text{csn}(i)}{\text{abs}[\text{csn}(i)]} \quad (10)$$

$$k = 1, \dots, k_s$$

式中, $\theta_{s0}(k)$ 为第 i 层第 k 线的初相角, k_s 为第 i 层的钢丝总数。

$$\theta_{w0}(k) = \frac{2\pi(k-1)}{k_w} \cdot \frac{\text{cwn}(i, j)}{\text{abs}[\text{cwn}(i, j)]} \quad (11)$$

$$k = 1, \dots, k_w$$

式中, $\theta_{w0}(k)$ 为第 i 层的第 j 子层第 k 线的初相

$$\begin{aligned} x_w &= x_s + R_w \cos(\theta_s + \theta_{s0}) \cos(\phi - \theta_s - \theta_{s0}) - R_w \sin \alpha_s \sin(\theta_s + \theta_{s0}) \sin(\phi - \theta_s - \theta_{s0}) \\ y_w &= y_s + R_w \sin(\theta_s + \theta_{s0}) \cos(\phi - \theta_s - \theta_{s0}) + R_w \sin \alpha_s \cos(\theta_s + \theta_{s0}) \sin(\phi - \theta_s - \theta_{s0}) \\ z_w &= z_s - R_w \cos \alpha_s \sin(\phi - \theta_s - \theta_{s0}) \end{aligned} \quad (14)$$

$$0 \leq \phi \leq 2\pi, \quad \theta_s^{n+1} = \theta_s^n + \Delta\theta_s$$

为了得到式(14), 首先将从单螺旋中心线到表面点矢量写为

$$\mathbf{r}_1 = \begin{Bmatrix} R_w \cos(\phi - \theta_s - \theta_{s0}) \\ R_w \sin(\phi - \theta_s - \theta_{s0}) \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (15)$$

$$\begin{aligned} x_w &= x_s + R_{wt} \cos(\theta_s + \theta_{s0}) \cos(\theta_w + \theta_{w0}) - R_{wt} \sin \alpha_s \sin(\theta_s + \theta_{s0}) \sin(\theta_w + \theta_{w0}) \\ y_w &= y_s + R_{wt} \sin(\theta_s + \theta_{s0}) \cos(\theta_w + \theta_{w0}) + R_{wt} \sin \alpha_s \cos(\theta_s + \theta_{s0}) \sin(\theta_w + \theta_{w0}) \\ z_w &= z_s - R_{wt} \cos \alpha_s \sin(\theta_w + \theta_{w0}) \end{aligned} \quad (16)$$

$$\theta_s^{n+1} = \theta_s^n + \Delta\theta_s, \quad \theta_w^{n+1} = \theta_w^n + \Delta\theta_w$$

b) 双螺旋结构表面节点的计算方法如下:

$$\begin{aligned} u_x &= R_{wt} \cos(\theta_w + \theta_{w0}) + R_0 \cos(\theta_w + \theta_{w0}) \cos(\phi - \theta_w - \theta_{w0}) - R_0 \sin \alpha_w \sin(\theta_w + \theta_{w0}) \sin(\phi - \theta_w - \theta_{w0}) \\ u_y &= R_{wt} \sin(\theta_w + \theta_{w0}) + R_0 \sin(\theta_w + \theta_{w0}) \cos(\phi - \theta_w - \theta_{w0}) + R_0 \sin \alpha_w \cos(\theta_w + \theta_{w0}) \sin(\phi - \theta_w - \theta_{w0}) \\ u_t &= -R_0 \cos \alpha_w \sin(\phi - \theta_w - \theta_{w0}) \end{aligned} \quad (17)$$

$$\begin{aligned} X_d &= R_s \cos(\theta_s + \theta_{s0}) + u_x \cos(\theta_s + \theta_{s0}) - u_t \cos \alpha_s \sin(\theta_s + \theta_{s0}) - u_y \sin \alpha_s \sin(\theta_s + \theta_{s0}) \\ Y_d &= R_s \sin(\theta_s + \theta_{s0}) + u_x \sin(\theta_s + \theta_{s0}) + u_t \cos \alpha_s \cos(\theta_s + \theta_{s0}) + u_y \sin \alpha_s \cos(\theta_s + \theta_{s0}) \\ Z_d &= R_s \theta_s \tan \alpha_s - u_y \cos \alpha_s + u_t \sin \alpha_s \end{aligned} \quad (18)$$

重复上述步骤, 可以得到任意复杂的多股帘线的精确数学描述。接下来用这个过程来建立 3 种钢丝帘线的模型。

2.2 有限元网格划分

利用局部的 Frenet-Serret 轴、坐标转换和单

角, k_w 为第 i 层的第 j 子层的钢丝总数。

(2) 层和子层的旋转角度增量由下式确定:

$$\Delta\theta_s(k) = \frac{l_c}{l_s(1)} \cdot \frac{2\pi}{n_r} \text{csn}(k) \quad (12)$$

式中, $\Delta\theta_s(k)$ 为第 k 层股的增量旋转角度, l_c 为模型中帘线的长度, $l_s(1)$ 为第 1 层股的长度, n_r 为沿帘线中心线方向的节点数量。csn(k) 由式(8)求得。单丝旋转角度可以用下式计算:

$$\Delta\theta_w(i, j) = \frac{l_c}{l_s(1)} \cdot \frac{2\pi}{n_r} \text{csn}(i) \text{cwn}(i, j) \quad (13)$$

式中, $\Delta\theta_w(i, j)$ 为第 i 层的第 j 子层的增量旋转角度, cwn(i, j) 由式(9)确定。

(3) 对于单螺旋结构, 其中心线由式(3)计算。

(4) 单螺旋表面节点的计算方法如下:

利用式(7)和(14), 表面点可以很容易获得解析描述。

(5) 对于双螺旋结构, 坐标变换公式必须使用两次。

a) 双螺旋结构的中心线可描述为

螺旋方程得到的多股帘线的解析描述, 通过上述步骤 1~5, 进行递归, 多股钢丝帘线有限元模型即可方便地建立。开发了一个名为 Cablemesh 专用程序来进行此项工作, 它的输入参数包括帘线设计变量 (如捻距、捻角、螺旋中心线半径) 和网

格参数(帘线模型长度及沿轴向、径向和圆周方向的网格密度)。目前,只有三维实体模型包含在Cablemesh中。为了模拟丝与丝之间的接触,建模过程中所有的单丝表面将产生接触。

典型的 $3+9+15 \times 0.22+0.15$ 和 $3 \times 4 \times 0.22$ 钢丝帘线的有限元模型分别如图10和11所示。更复杂的 6×19 紧密型钢丝帘线的有限元模型如图12所示。

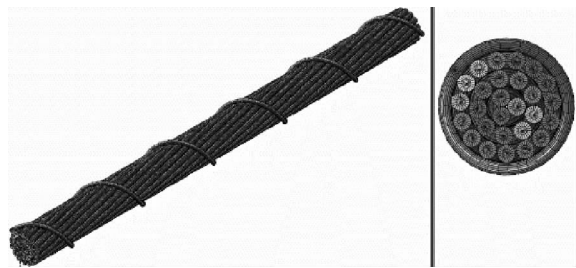


图10 $3+9+15 \times 0.22+0.15$ 钢丝帘线的有限元模型

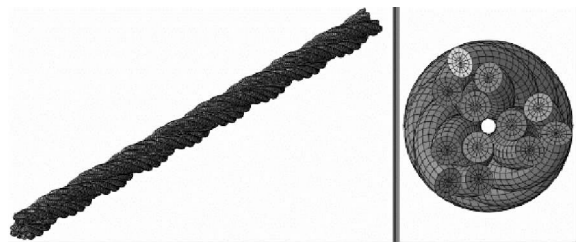


图11 $3 \times 4 \times 0.22$ 钢丝帘线的有限元模型

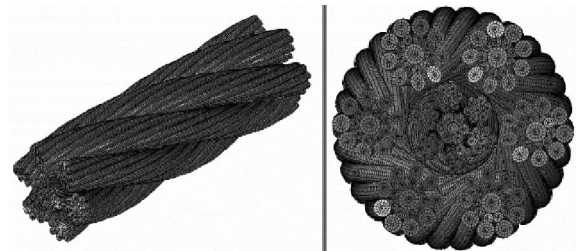


图12 6×19 scale 钢丝绳的有限元模型

在文献[30]中曾基于ANSYS软件和微分几何理论对 6×19 帘线进行建模,其不同于本研究的完全基于解析几何的方法。

3 帘线拉力仿真

钢丝帘线的拉伸特性是其性能的基础,且整体建模中使用的钢丝帘线单元是一维元素,只能承受轴向拉压变形。拉伸试验在Zwick材料试验机上进行。有限元模拟的边界条件是一端固

定,试验最大位移对应的轴向位移由另一端给定。

本研究采取 $3 \times 4 \times 0.22$ 和 $3+9+15 \times 0.22+0.15$ 两种规格钢丝帘线,分别划分为72 000和168 000个三维实体单元。帘线长度为20 mm。由单丝的测试数据确定弹塑性本构关系。接触建模对成功预测帘线特性是非常重要的,必须考虑到所有可能接触的单丝对。仿真在32个CPU并行计算系统上进行。

图13和14给出了 $3 \times 4 \times 0.22$ 和 $3+9+15 \times 0.22+0.15$ 钢丝帘线的应力-应变曲线,可见有限元仿真与试验数据吻合得很好。

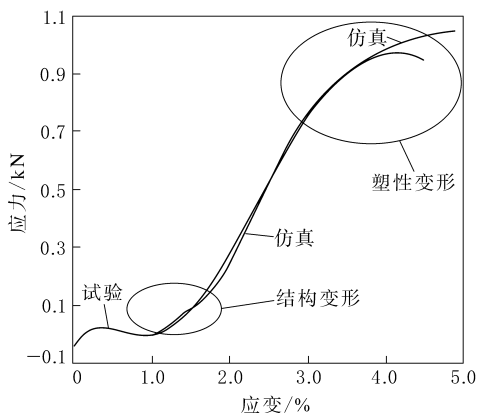


图13 $3 \times 4 \times 0.22$ 钢丝帘线应力-应变曲线

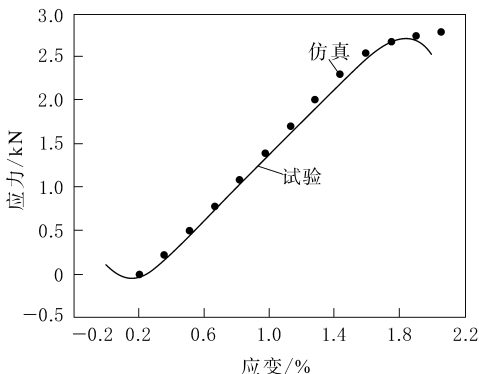


图14 $3+9+15 \times 0.22+0.15$ 钢丝帘线应力-应变曲线

图13和14显示出高伸长率的 $3 \times 4 \times 0.22$ 钢丝帘线与高强度的 $3+9+15 \times 0.22+0.15$ 钢丝帘线之间的本质区别:3个变形阶段,即结构变形、弹性变形和弹塑性变形都可以在高伸长率的 $3 \times 4 \times 0.22$ 钢丝帘线上清楚地观察到,而对于高强度的 $3+9+15 \times 0.22+0.15$ 钢丝帘线,结构变形阶段是不明显的。

这些差异源于其结构的设计特点。对于 $3 \times 4 \times 0.22$ 钢丝帘线, 相对较小的捻距和捻角导致其需要较大的结构变形, 才能在丝与丝之间形成稳定的接触而达到平衡状态。

根据有限元分析, $3+9+15 \times 0.22+0.15$ 钢丝帘线的名义刚度为 82 GPa, 接近试验值 90.4 GPa。高伸长钢丝帘线和高强度钢丝帘线的所有基本特征都能用有限元模拟来获得, 从而证明了模型的有效性和合理性。

4 拉伸与弯曲组合分析

如图 15 所示, 进行了拉弯组合变形的仿真, 仿真中通过使 20 mm 长的 $3+9+15 \times 0.22+0.15$ 钢丝帘线紧紧地强行挤压在滚筒上, 在末端截面中心施加转角和张力求产生拉伸-弯曲组合变形。

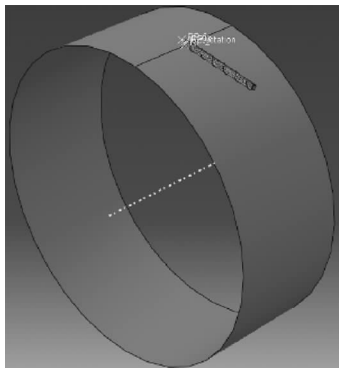


图 15 $3+9+15 \times 0.22+0.15$ 钢丝帘线的
拉伸-弯曲混合模型

对应有有限元分析中预测的胎体张力, 分别施加张力为 50, 100, 200 和 300 N。滚筒的半径为 40 mm, 这是典型的组合变形帘线的曲率半径水平, 用来模拟较苛刻的负荷条件。

旋转角度由下式确定:

$$\delta\theta = L(1 + \epsilon)/(r + R_s)$$

式中, $\delta\theta$ 的物理含义是圆筒上变形帘线的角度跨度; L 为帘线的长度, 即 20 mm; ϵ 为等效拉伸应变; r 为圆筒半径, 即 40 mm; R_s 为钢丝帘线的半径, 即 0.11 mm。

根据所有单丝独立进行弯曲的假设, 帘线中钢丝的应力水平可以由下式描述^[25-27]:

$$\sigma_{\max} = Er_f/r \quad (19)$$

式(19)的有效性在本研究中得到验证。根据式(19), 单丝的弯曲应力水平为 523 MPa, 而选定的单丝(图 10 中最高的部分)的仿真结果在拉伸下是 470 MPa, 压缩时是 484 MPa。图 16 显示了离加载末端 10 mm 处截面上的 Von Mises 应力分布。

根据图 16 可以得出以下结论。

- 所有的单丝在承受拉力与弯曲组合载荷下独立弯曲。

- 弯曲中性轴几何位置取决于帘线所在股层的位置和拉力水平。一般来说, 拉力的存在使拉伸增大、压缩减小。然而, 由于 3 层的捻角不同, 张力引起的拉应力在不同层也不同。第 1 层中有 3 根单丝, 捻角为 1.445 rad, 承担大部分张力, 而第 3 层中有 15 根单丝, 捻角为 -1.375 rad, 承担很小的张力。这种效应解释了为什么最外层弯曲中性轴仍然在几何中性轴, 而最内层弯曲中性轴前移到压缩区[见图 16(a)~(d)]。

- 单丝之间的接触显著改变了局部应力状态, 这意味着单丝不能简单地通过使用独立弯曲附加张力进行分析。拉力增大导致接触面积增加, 从而使应力状态更加复杂。这种接触极大地提高了局部压力, 这可能是单丝磨损断裂的主要原因。

为了进一步探讨帘线在拉弯组合情况下的变形模式, 要对单丝之间中心线距离的变化进行分析(参见图 17 和 18)。

图 18 清楚地表明, 单丝在拉弯组合作用下会进行分离或接触(S15-S16, S20-S21, S23-S24, S26-S27 分别表示 15 与 16, 20 与 21, 23 与 24, 26 与 27 号单丝之间的距离)。

图 19 表明了拉弯情况下帘线与圆筒之间接触面积随拉力改变而变化, 增大拉力会导致接触面积增加。

5 轮胎内钢丝帘线应变的测量

5.1 应变计系统设计

在公开出版物上很少能发现对轮胎中帘线受力测量的报道^[31-34]。测量钢丝帘线受力是很困难的, 因为钢丝帘线不仅承受拉力, 也承受弯矩。钢丝帘线的直径一般小于 2 mm, 而单一的

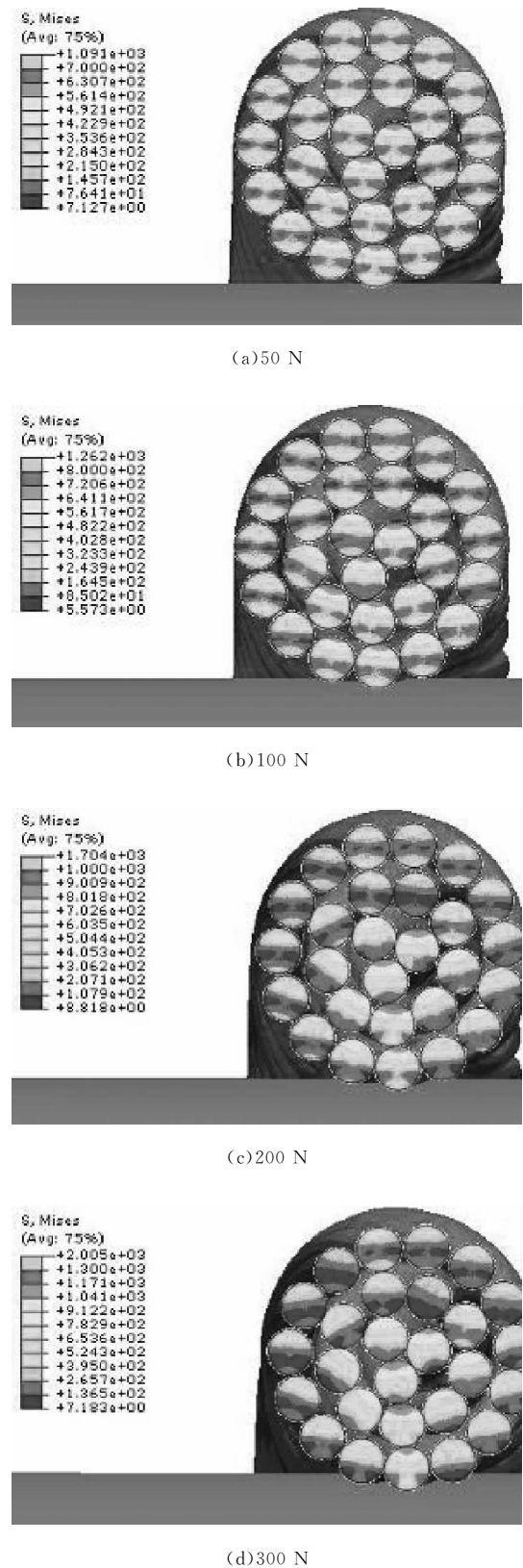


图 16 不同拉力条件下 3+9+15×0.22+0.15 钢丝绳末端的 Von Mises 应力分布

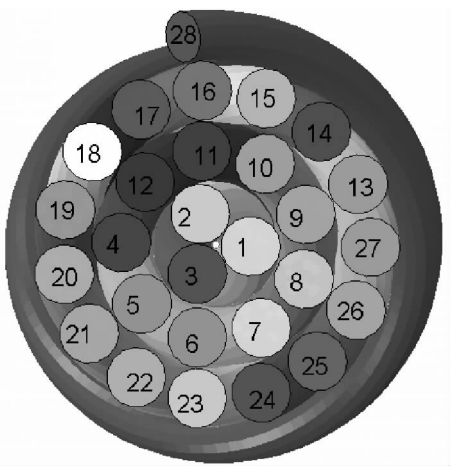


图 17 3+9+15×0.22+0.15 钢丝绳的单丝编号
单丝直径范围为 0.11~0.25 mm。帘线受力测量的挑战在于设计应变计和准确的应变测量系统。

普遍采用的两种类型的应变测量方法为钢条方法(见图 20)和四分之一桥式传感器方法(见图 21)。

钢条方法^[34]采用特殊的胶水将钢条粘在帘线上,然后将应变计粘在钢条表面。这种方法的缺点是难以保证应变在钢条与帘线之间的一致性。已经发现这种方法在试验中令人不满意。四分之一桥式传感器方法已成功用于测量子午线轮胎帘线的受力^[33-34]。然而,由于该方法不考虑弯曲效应,因此也不适合全钢载重子午线轮胎帘线受力的测量。

这两种测量方法都存在缺点,为此提出一种新的焊接方法用于测量全钢载重子午线轮胎帘线的受力,如图 22 所示,即在帘线特定的位置上焊接某些类型的焊料,焊料焊成方形柱状,然后在获得的方柱表面粘合应变计。采用这种方法可评估帘线的弯曲变形。

5.2 全钢载重子午线轮胎帘线受力测量

由于所研究帘线直径约为 1.7 mm,限制了应变计的大小,且轮胎制造过程中的最高温度约为 185 ℃,因此选择 QFLK-1-11-1LE 型应变计,其长度为 1 mm、宽度为 0.7 mm,并具有 200 ℃的最高工作温度[见图 23(a)],采用国内 60 通道静态应变仪来测量应变[见图 23(b)]。

为了从嵌入式样品中获得真实的帘线受力情况,在实际测试之前,其受力-应变曲线必须进行

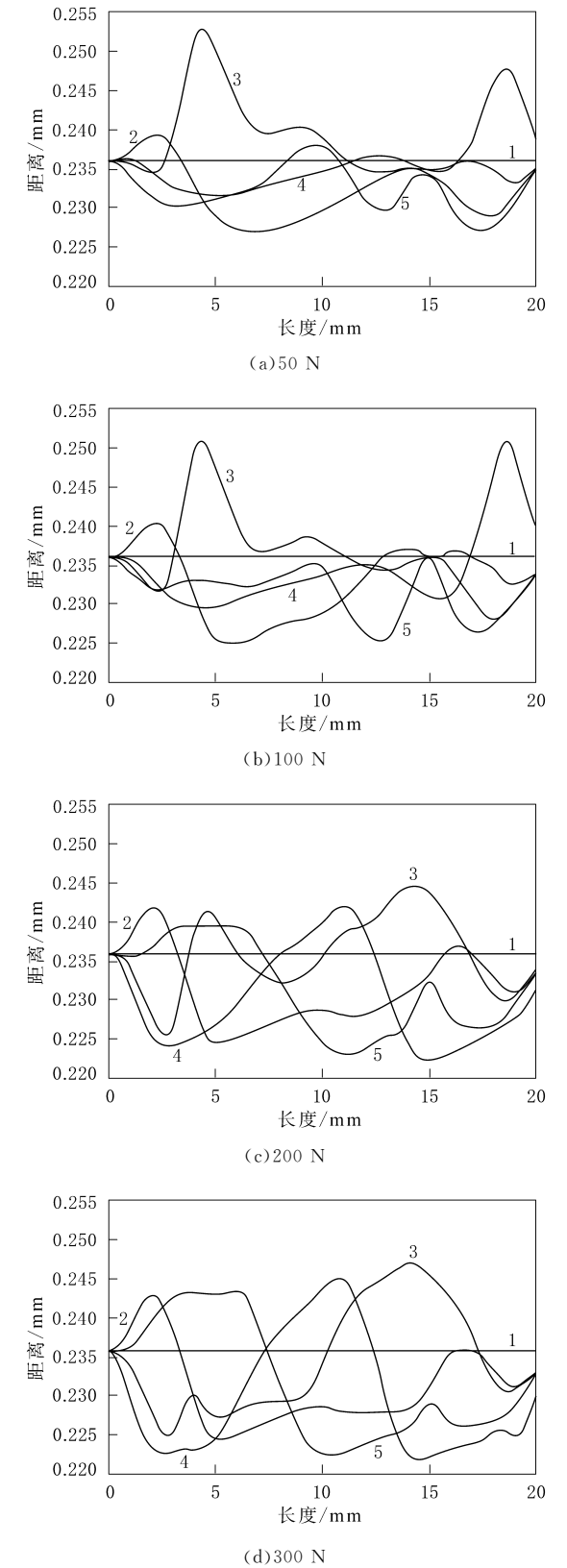


图 18 在拉伸-弯曲混合条件下单丝间中心距离的变化

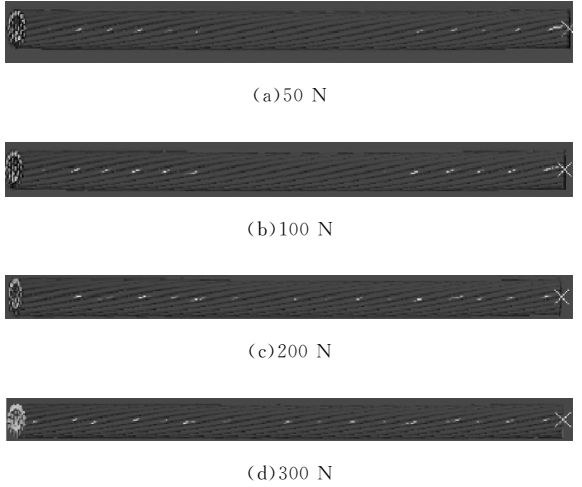


图 19 在拉伸-弯曲混合条件下帘线与圆筒的接触面

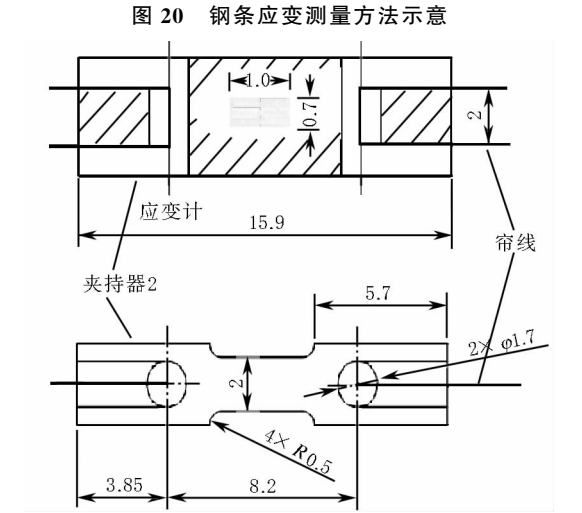
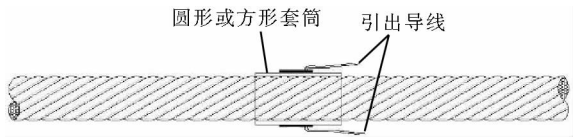
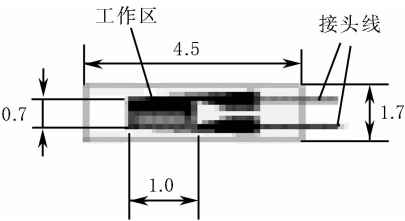


图 21 四分之一桥式传感器应变测量方法示意

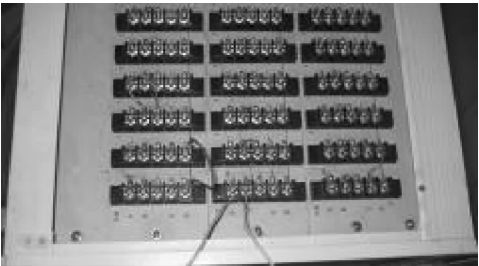


校准,因为纯钢丝帘线与橡胶嵌线的拉伸性能不同。图 24 所示为嵌入式帘线试样。

分别用应变计和 Zwick 试验机测量的嵌入式帘线的张力-应变曲线如图 25 所示。在此基础上可以得到精确的应力-应变曲线,进而用以计算



(a)应变片



(b)应变测量阵列

图 23 应变计及应变测量系统



图 24 嵌入式帘线试样

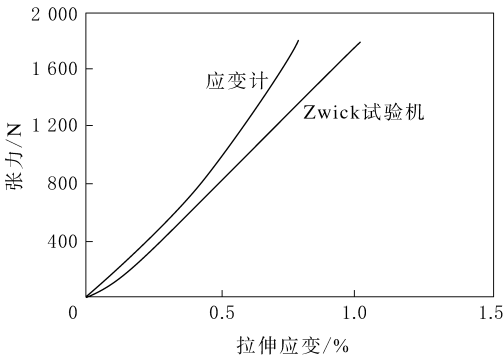


图 25 嵌入式帘线试样的张力-应变曲线

真实轮胎中的帘线应力。

在全钢载重子午线轮胎中放置应变计需要 3 个关键步骤：①选择合适的位置用紧缚应变计的帘线替代现有帘线（包括带束层和胎体）（见图 26）；②用替代后的帘线成型胎坯（见图 27），在此过程中需要十分小心，以避免损坏应变计和导线；③保护好导线并为其编号（见图 28）。

轮胎硫化后 24 h 就可以进行测量，测量平台如图 28 所示，其中包括加载装置、轮胎和应变计系统。需要考虑两种负荷条件，即单纯充放气和

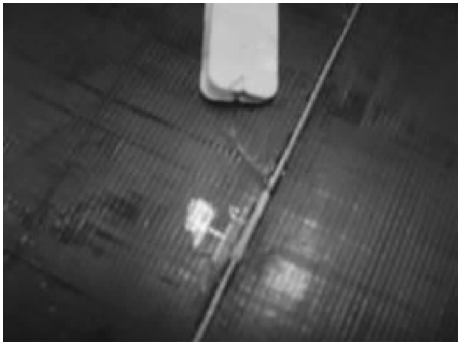


图 26 帘线替代过程示意



图 27 胎坯成型示意



图 28 载重子午线轮胎帘线应变测量平台

垂直加载负荷。最大充气压力为 840 kPa，最大垂直负荷为 3 670 kg。

5.3 测量结果与讨论

有效应变计的位置如图 29 所示，占初始放置在轮胎上应变计总数的 80%。

充气轮胎中帘线受力测量与有限元分析结果的比较如图 30 所示。考虑到制造工艺对应变计系统的影响，可以认为有限元仿真模型与测试数据之间吻合得很好。

由于目前的方法存在制造和测试过程引发的应变计故障问题，因此必须发展更强大和更有效

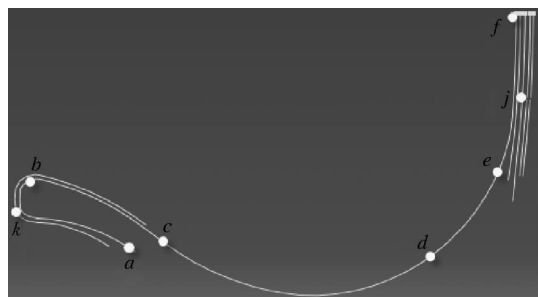
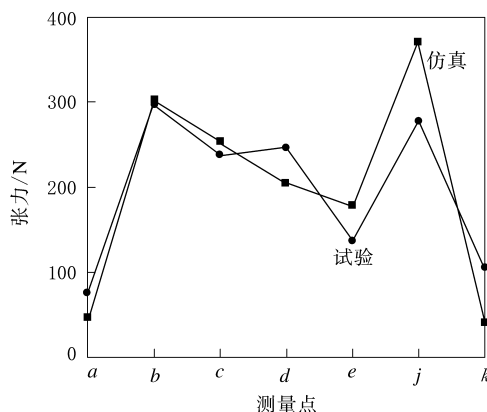


图 29 有效应变计的位置

图 30 单纯充气状态下轮胎帘线的受力
试验与仿真结果比较

率的钢丝帘线受力测量系统。

6 结语

本工作提出一种轮胎/钢丝帘线变形和应力分析的建模方法,获得了典型的全钢载重子午线轮胎的弯曲变形和拉力分布,可为钢丝帘线的局部建模提供有效的输入参数,从而得到三维帘线受力分布图。胎体弯曲曲率由胎体中心线的形变轮廓得到。

另外,还发展了一种高效的分层多股帘线结构的建模方法,利用帘线捻角、捻距以及中心半径等帘线设计变量可直接获得有限元网格。在各种负载条件下对钢丝帘线进行仿真,仿真与试验得到的拉力-位移曲线吻合得很好。通过有限元仿真揭示了特征结构变形阶段和塑性变形阶段,发现在拉弯共同作用下会出现一些令人感兴趣且未见报道的局部受力和变形模式。

最后还介绍了一种测量帘线拉应力的试验方法,试验测量结果与有限元仿真结果吻合良好,验证了有限元模型的有效性。

参考文献:

- [1] Zorowski C F. Mathematical Prediction of Dynamic Tire Behavior[J]. Tire Science and Technology, 1973, 1(1): 99-117.
- [2] DeEskinazi J, Soedel W, Yang T Y. Contact of an Inflated Toroidal Membrane with a Flat Surface as an Approach to the Tire Deflection Problem[J]. Tire Science and Technology, 1975, 3(1): 43-61.
- [3] Kaga H, Okamoto K, Tozawa Y. Stress Analysis of a Tire under Vertical Load by a Finite Element Method[J]. Tire Science and Technology, 1977, 5(2): 102-118.
- [4] DeEskinazi J, Yang T Y, Soedel W. Displacements and Stresses Resulting from Contact of a Steel Belted Radial Tire with a Flat Surface[J]. Tire Science and Technology, 1978, 6(1): 48-70.
- [5] Watanabe Y. Finite Element Model for Analysis of Deformations of Bias-ply Motorcycle Tires Subject to Inflation Pressure[J]. Vehicle System Dynamics, 1984, 13(3): 113-128.
- [6] Kung L E, Soedel W, Yang T Y. Free Vibration of a Pneumatic Tire-Wheel Unit Using a Ring on an Elastic Foundation and a Finite Element Model[J]. Journal of Sound and Vibration, 1986, 107(2): 181-194.
- [7] Gall G, Tabaddor F, Robbins D, et al. Some Notes on the Finite Element Analysis of Tires[J]. Tire Science and Technology, 1995, 23(3): 175-188.
- [8] Tan H F, Du X W, Wei Y T, et al. Mechanical Properties of Cord-Rubber Composites and Tire Finite Element Analysis [J]. Vehicle System Dynamics, 2004, 40(SUPPL.): 161-174.
- [9] Shida Z, Koishi M, Kogure T, et al. Rolling Resistance Simulation of Tires Using Static Finite Element Analysis[J]. Tire Science and Technology, 1999, 27(2): 84-105.
- [10] Wei Y T, Nasdala L, Rothert H. Analysis of Tire Rolling Contact Response by REF Model[J]. Tire Science and Technology, 2004, 32(4): 214-235.
- [11] Han Y H, Becker E B, Fahrenthold E P. Fatigue Life Prediction for Cord-Rubber Composite Tires Using a Global-Local Finite Element Method[J]. Tire Science and Technology, 2004, 32(1): 23-40.
- [12] Wei Y T, Tian Z H, Du X W. Finite Element Model for the Rolling Loss Prediction and Fracture Analysis of Radial Tires[J]. Tire Science and Technology, 1999, 27(4): 250-276.
- [13] Pek O S, Becker E B. Finite Element Method for the Study of Belt Edge Delaminations in Truck Tires [J]. Rubber Chemistry and Technology, 2005, 78(4): 557-571.
- [14] Feng X J, Yan X Q, Wei Y T, et al. Analysis of Extension Propagation Process of Interface Crack between Belts of a Radial Tire Using a Finite Element Method [J]. Applied Mathematical Modeling, 2004, 28(2): 145-162.

- [15] Feng X J, Yan X Q, Wei Y T, et al. Nonlinear Finite Element Mo-deling of Delamination Crack Growth Process between Belts of a Radial Tire[J]. Journal of Reinforced Plastics and Composites, 2004, 23(4): 373-388.
- [16] Zhang Y, Hazard C. Effects of Tire Properties and Their Interaction with the Ground and Suspension on Vehicle Dynamic Behavior —— A Finite Element Approach[J]. Tire Science and Technology, 1999, 27(4): 227-249.
- [17] Rao K, Kumar R, Bohara P. Transient Finite Element Analysis of Tire Dynamic Behavior[J]. Tire Science and Technology, 2003, 31(2): 104-127.
- [18] Kerchman V. Tire-Suspension-Chassis Dynamics in Rolling Over Obstacles for Ride and Harshness Analysis[J]. Tire Science and Technology, 2008, 36(3): 158-191.
- [19] Brinkmeier M, Nackenhorst U. An Approach for Large-scale Gyroscopic Eigenvalue Problems with Application to High-frequency Response of Rolling Tires[J]. Computational Mechanics, 2008, 41(4): 503-515.
- [20] Brinkmeler M, Nackenhorst U, Petersen S, et al. A Finite Element Approach for the Simulation of Tire Rolling Noise [J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 309(1-2): 20-39.
- [21] Mousseau C W, Hulbert G M. An Efficient Tire Model for the Analysis of Spindle Forces Produced by a Tire Impacting Large Obstacles[J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 1996, 135(1-2): 15-34.
- [22] Mousseau C W, Hulbert G M. The Dynamic Response of Spindle Forces Produced by a Tire Impacting Large Obstacles in a Plane[J]. Journal of Sound and Vibration, 1996, 195(5): 775-796.
- [23] Mousseau C W, Laursen T A, Lidberg M et al. Vehicle Dynamics Simulations with Coupled Multibody and Finite Element Models[J]. Finite Elements in Analysis and Design, 1999, 31(4): 295-315.
- [24] HKS. Abaqus Theory and User Manuals[Z]. V6. 8, 2008.
- [25] Bourgois L. Belt Test for the Evaluation of the Fretting Fatigue and Adhesion Behavior of Steel Cord in Rubber[R]. Philadelphia: ASTM Special Technical Publication, 1979: 103-109.
- [26] Bourgois L. Survey of Mechanical Properties of Steel Cord and Related Test Methods[R]. Philadelphia: ASTM Special Technical Publication, 1979: 19-46.
- [27] Zhang Z. Estimate of Endurance Limits of Steel Cord under Different Bending Fatigue Conditions[J]. Wire Journal International, 2000, 33(10): 116.
- [28] Usabiaga H, Pagalday J M. Analytical Procedure for Modeling Recursively and Wire by Wire Stranded Ropes Subjected to Traction and Torsion Loads[J]. International Journal of Solids and Structures, 2008, 45(21): 5503-5520.
- [29] Ghoreishi S R, Davies P, Cartraud P, et al. Analytical Modeling of Synthetic Fiber Ropes. Part II: A Linear Elastic Model for 1+6 Fibrous Structures[J]. International Journal of Solids and Structures, 2007, 44(9): 2943-2960.
- [30] 马军, 葛世荣, 张德坤. 钢丝绳股内钢丝的载荷分布[J]. 机械工程学报, 2003, 39(2): 66-71.
- [31] Walter J D. Tirecord Tension Transducer[J]. Textile Research Journal, 1969, 39(2): 191-196.
- [32] Walter J D. Cord Force Measurements in Radial Tires[J]. J. Eng. Ind. Trans. ASME, 1972, 94B: 678-682.
- [33] Lou A Y C, Walter J D. Interlaminar Shear Strain Measurements in Cord-Rubber Composites[J]. Rubber Chemistry and Technology, 1979, 52(4): 792-804.
- [34] Cernik B M. Method of Preparing a Steel Cord for the Measurement of Stress Therein[P]. USA: USP 3 930 918, 1976-01-06.

收稿日期: 2013-05-19

Finite Element Analysis and Experimental Investigation on Complex Steel Cord in Radial Tires

WEI Yin-tao¹, MIAO Yi-ming², CHAI De-long², FENG Xi-jin¹

(1. Tsinghua University, Beijing 100084, China; 2. Hangzhou Chaoyang Rubber Co., Ltd, Hangzhou 310008, China)

Abstract: The steel cord deformation and force of truck and bus radial tire were investigated to obtain the typical bending deformation and tension force distribution, which were useful input for the local scale modeling of the steel cord. A high efficient modeling approach for layered multi-strand cord structures was developed by utilizing cord design variables such as lay angle, lay length and radius of the strand centerline as input, and several types of steel cord were modeled by using the developed method. The pure tension for two cords and the combined tension-bending under various loading conditions relevant to tire deformation were simulated by finite element (FE) method. Good agreement was

found between experimental and FE-determined tension force-displacement curves, and the characteristic structural and plastic deformation phases were revealed by the FE simulation. Furthermore, some interesting local stress and deformation patterns under combined tension and bending were found that had not previously been reported. In addition, an experimental cord force measurement approach was included.

Key words: truck and bus radial tire; steel cord; lay angle; lay length; cord force measurement; finite element analysis

耐屈挠高气密真空膜片橡胶材料的制备方法

中图分类号: TQ336.4 文献标志码: D

由宁波市巨龙橡塑机电有限公司申请的专利(公开号 CN 102174230A, 公开日期 2011-09-07)“耐屈挠高气密真空膜片橡胶材料的制备方法”, 涉及的耐屈挠高气密真空膜片橡胶材料配方为: 卤化丁基橡胶 24.3, 三元乙丙橡胶 34.25, 非污染高定伸半补强炉黑 3.8, 低结构快压出炉黑 12.3, 高耐磨炉黑 3.8, 轻质碳酸钙 7, 氧化锌 4.3, 硬脂酸 0.65, 机油 2.6, 甲基硅油 0.88, 变压器油 4.3, 石蜡 0.44, 防老剂 D 0.13, 促进剂 CZ 0.22, 促进剂乙二醇二巯基乙酸酯 0.35, 促进剂 MZ 0.22, 促进剂 TMTD 0.26, 硫黄 0.2。该橡胶材料的抗屈挠疲劳性能和气密性能高, 可以用来生产汽车空调风门的橡胶真空膜片制品。

(本刊编辑部 赵 敏)

一种对 pH 值有荧光响应的橡胶及其制备方法

中图分类号: TQ333.99 文献标志码: D

由福建师范大学申请的专利(公开号 CN 102174131A, 公开日期 2011-09-07)“一种对 pH 值有荧光响应的橡胶及其制备方法”, 提供了一种对 pH 值有荧光响应的橡胶的制备方法, 即量取乙酞氯逐滴加到含有罗丹明 B 的醇溶液中, 保温反应, 减压蒸除醇溶液, 用乙酸乙酯洗涤得到罗丹明 B 酯; 将罗丹明 B 酯溶解于热甲醇中, 加入乙二胺, 回流反应后冷却至室温, 除去甲醇后再加入有机溶剂(氯仿、二氯甲烷、苯、甲苯、乙酸乙酯、乙醚或环己酮)和水, 有机层经洗涤、干燥得乙

二胺取代罗丹明 B; 称取氯磺化聚乙烯橡胶溶胀在有机溶剂(四氯化碳、氯仿、二氯甲烷、苯、甲苯、乙醚或二甲基亚砷)中, 加入乙二胺取代罗丹明 B, 反应后滤出固体, 水洗、烘干制得对 pH 值有荧光响应的功能橡胶。该产品可用来对生物体系、化学反应体系、工业废水、河流、湖泊或海洋的 pH 值进行检测和分析。

(本刊编辑部 赵 敏)

一种可降解丁腈橡胶密封胶

中图分类号: TQ336.4⁺2 文献标志码: D

由广东三和化工科技有限公司申请的专利(公开号 CN 102174301A, 公开日期 2011-09-07)“一种可降解丁腈橡胶密封胶”, 涉及的可降解丁腈橡胶(NBR)密封胶配方为: NBR 15~25, 氯化聚乙烯 1~10, 增粘剂(酚醛树脂、氢化松香和古马隆树脂中的至少 1 种) 4~8, 有机螯合的金属盐(硬脂酸铁、硬脂酸钙和硬脂酸钠中的至少 1 种) 0.1~0.5, 填料(有机高纯蒙脱土、轻质碳酸钙和三聚磷酸铝中的至少 1 种) 15~35, JL-G02 型填料改性剂 0.05~0.3, 纳米陶晶高温抗氧剂 0.001~0.01, 环氧大豆油 1~3, 光催化剂(光触媒二氧化钛分散液和金属卟啉中的至少 1 种) 0.001~0.1, JHSM 生物降解母料 0.1~3, 环保溶剂(乙酸丁酯和甲基环己烷) 30~53。该发明的优点是使用后废胶可以自然降解, 具备光和生物的双重降解效果; 改善了密封胶的耐寒性能和耐热氧老化性能; 符合环保要求; 在不影响密封性能的条件下填料用量增大, 降低了密封胶的成本。

(本刊编辑部 赵 敏)