

文章编号: 1001-4888(2005)01-0001-09

基于实验的数值反演的滚动轮胎 稳态温度场的有限元分析^{*}

王晓军, 李 炜, 夏源明

(中国科学技术大学 力学与机械工程系, 中国科学院材料力学行为和设计重点实验室, 合肥 230027)

摘要: 根据轮胎温度场的单向解耦分析思想, 形成了一个基于 ABAQUS 程序的轮胎稳态温度场的分析方法, 单向解耦过程分为变形、损耗、热传导三个分析过程。变形分析中, 采用了平衡态的超弹性材料模型; 损耗分析中, 依据变形分析获得的应力应变场, 结合材料粘性损耗特性来获得损耗能量; 热传导分析中, 依据实测的轮胎胎侧温度场, 提出了一种基于实验的数值反演方法来确定胎侧的对流热边界条件。由于轮胎胎侧的形状和结构细节, 其对流热边界不同于旋转平圆盘的对流热边界, 本文的数值反演方法避免了实测胎侧对流热交换系数的困难。

关键词: 轮胎; 温度场; 有限元分析; 数值反演; 对流热交换系数

中图分类号: TQ330.38; TB302.3 **文献标识码:** A

1 引言

轮胎内部温度的升高不仅会加速轮胎结构的疲劳破坏^[1], 当温度超过 175℃ 时还可能直接导致橡胶材料的过热破坏^[2,3]。对滚动轮胎的生热问题, 早期只能利用实验方法对轮胎内部局部点的温度进行测试研究, 不能直接为设计阶段提供温度场的预测。近几十年来非线性有限元理论和大型商业软件的发展使得轮胎结构温度场的有限元分析成为可能, 然而轮胎温度场的有限元分析是个非常困难的课题。主要表现在下面几个方面: (1) 车辆行驶中, 轮胎各部分的温升问题是一个比通常意义的热力耦合更为复杂的热力耦合问题; (2) 非线性粘弹性的轮胎橡胶材料在轮胎滚动周期过程中由于粘性性质产生的能量损耗难以准确的表征和分析; (3) 难以准确的给出与滚动相关的轮胎表面的热边界条件。

1982 年 GMR 首先采用解耦的方法将滚动轮胎的热力耦合分析分解为变形分析、损耗计算和热传导分析^[8-10], 为轮胎温度场的有限元分析方法建立了基本框架, 该方法包括两种单向解耦的简化处理。在变形分析中不考虑材料参数的温度相关性, 也不考虑材料参数的时间相关性, 也即采用了与温度、粘性无关的线弹性本构关系来代替粘弹性本构关系; 在损耗计算中, 基于线弹性本构关系的应力和应变场的分析结果, 再依据材料的粘性性质来计算能量损耗。另外, 在热传导分析中, 对轮胎外部采用热交换边界条件。这种求解方法的思想已经在轮胎温度场的有限元分析中被较多的采用^[11,12,14-16], 并有所发展, 其中在损耗能量的计算中采用了更为简便的损耗角的概念。

轮胎轮廓形状复杂, 表面还有花纹、防擦线、标志线、文字等复杂的几何细节, 这些因素对旋转轮胎表面附近热边界层都会产生显著影响^[3], 因此利用实验方法确定对流热交换系数是很困难的, 相关文献中仅有少量的圆盘测试结果报道, 而不同的测试者所得到的结果也有较大出入^[4], 而且这些实测的方法都难以进一步细分胎侧不同部位的测试结果, 事实上胎侧不同部位的热边界的状态是不同的。

^{*} 收稿日期: 2004-01-28; 修订日期: 2004-08-19

通讯作者: 夏源明(1942-), 男, 中国科学技术大学力学与机械工程系教授, 博士生导师。E-mail: ymxia@ustc.edu.cn

本文企图发展 GMR 的这种解耦的轮胎温度场分析方法。在变形分析中采用平衡态的超弹性材料模型;在损耗分析中依据变形分析获得的应力应变场,结合材料的粘性损耗特性来获得损耗能量;在热传导分析中依据试验测量的胎侧温度场,提出一种基于实验的数值反演的方法来确定胎侧的对流热边界条件。

2 总体分析框架

本文的基于反演和材料超弹性的轮胎温度场的有限元分析方法的总体框架如图 1 所示。

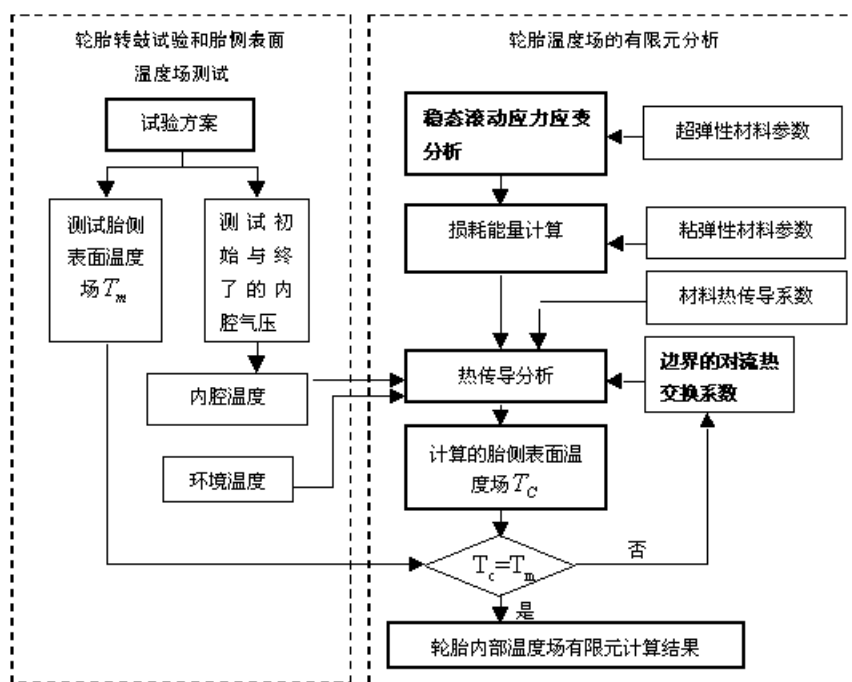


图 1 轮胎温度场的测试与有限元分析相结合的分析框架

Fig. 1 Diagrammatic sketch of combining tire temperature test and FEA

图 1 中的稳态自由滚动应力应变场分析采用 ABAQUS 有限元软件,损耗能量分析采用自行编写的程序(DECAL);在热传导分析中也采用 ABAQUS 软件,同时自行编写了用户子程序将损耗能量转换为热源。整个分析(含试验和测试)均针对同一个某型号的全钢丝载重子午线轮胎。

3 试验方案和测试结果

3.1 试验方案

测试方案包括两个部分,即轮胎转鼓试验方案和测量方案。

轮胎转鼓试验是在某型号转鼓试验机上进行,试验方案如表 1 所示。表 1 中每一速度的运行时间均为 1 小时,这是依据运行 1 小时后轮胎的温度场已达到稳态^[5]。

表 1 轮胎转鼓试验方案

Table1 Scheme of Drum test

步骤	速度(km/h)	轮胎下沉量(mm)	运行时间(min)	轮胎周围的环境温度(℃)
1	30	32	60	29
2	40	32	60	29
3	50	32	60	29

温度测量采用 NEC TH51 红外热像仪(测量精度为 0.1 度)。红外热像仪固在转鼓试验机的侧面,镜头对准轮胎的侧面(图 2),对滚动轮胎胎侧的温度场进行实时测量。内腔空气压力包括试验运行前的气压和试验结束时的气压,均用普通压力表测量。

3.2 测试结果

限于篇幅,本文仅给出以速度 50km/h 运行 1 小时后的红外热像仪测的轮胎胎侧表面稳态温度场分布,如图 3 所示。本文还给出了 30km/h、40km/h 和 50km/h 三种速度分别运行了 1 小时后的表面稳态温度沿径向坐标的分布,如图 4 所示。必须指出,本文的红外热像仪实时温度测量表明,在每种速度运行半小时后,温度场已接近稳态,运行接近 1 小时时,温度场已几乎没有变化。这再次说明本文设定的试验方案是合理的。

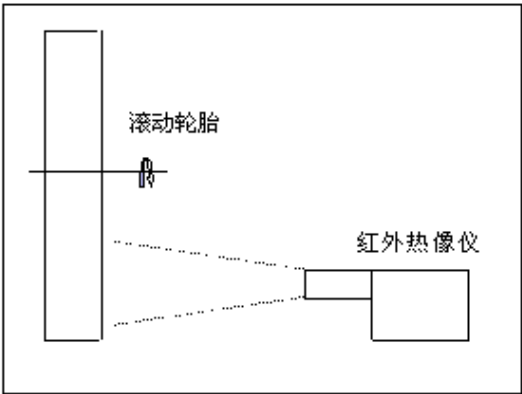


图 2 转鼓试验示意图
Fig. 2 Sketch of drum test

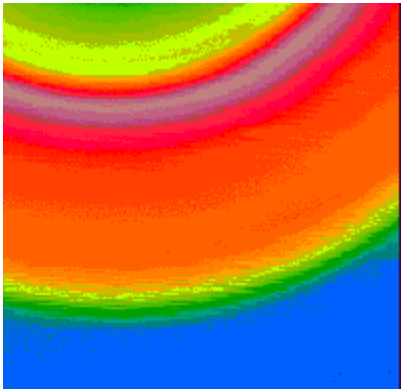


图 3 轮胎表面温度场分布
Fig. 3 Temperature distribution on tire side

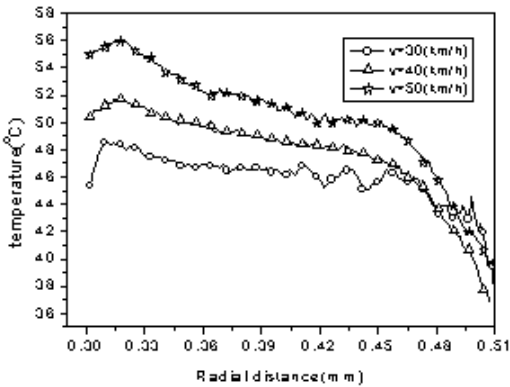


图 4 不同速度下轮胎表面温度场分布
Fig. 4 Temperature distribution on tire side under different velocities

试验前轮胎的内腔充气压力为 0.84MPa,在测试结束轮胎的内腔气压为 0.98MPa。假定温度升高后轮胎空腔体积不变,且认为空气为不可压缩,由理想气体状态方程可以根据气压的变化估算轮胎内腔空气的温度变化,即

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{T_1}{T_2} \tag{1}$$

取 $P_1=0.84\text{MPa}$, $P_2=0.98\text{MPa}$, T_1 按环境温度取为 29°C (即 302K),可以由式(1)得到速度为 50km/h 下的 T_2 为 79°C 。又根据文献[4],轮胎内腔空气温度随速度按线性关系变化,据此可以确定稳态条件下对应其它几种速度的轮胎内腔空气温度,见表 2。

表 2 不同速度内腔空气温度

Table2 Internal air temperature under different velocities

速度(km/h)	内腔空气温度($^\circ\text{C}$)
30	59
40	69
50	79

4 有限元模型和分析

4.1 应力应变场分析

4.1.1 超弹性材料模型

如前所述,本文的稳态滚动应力应变场分析中,采用超弹性的材料模型。超弹性的应力应变关系通过对橡胶材料的阶梯松弛加载试验来获得。当加载到一定应变时停止加载使应力松弛,应力逐渐趋于一个极限值(称为平衡态应力);通过加载过程中的多次停顿松弛,得到不同应变下的平衡态应力值,连接起来即得到与时间无关的超弹性应力应变关系(图 5)。

图 5 中粘弹性曲线为轮胎橡胶材料在准静态常应变率 10^{-2} s^{-1} 下的加卸载曲线,中间的曲线为其通过阶梯加卸载试验得到的平衡态超弹性应力应变关系。

依据由试验得到的平衡态超弹性的应力应变关系,本文采用 YEOH 模型拟合得到应力应变场分析所需要的本构方程^[17]。

4.1.2 建模和分析过程

本文不计轮胎胎面横向花纹的影响,假设轮胎形状是轴对称的,从而建立如图 6 的 2D 轴对称有限元模型,以此分析轮胎的充气 and 装配过程。根据 ABAQUS 有限元软件的分析功能,轮胎橡胶材料取用不可压缩的 4 节点的(CAX4H)实体单元,轮胎骨架材料(带束层帘线,胎体层帘线,子口包布)定义为 REBAR 单元。

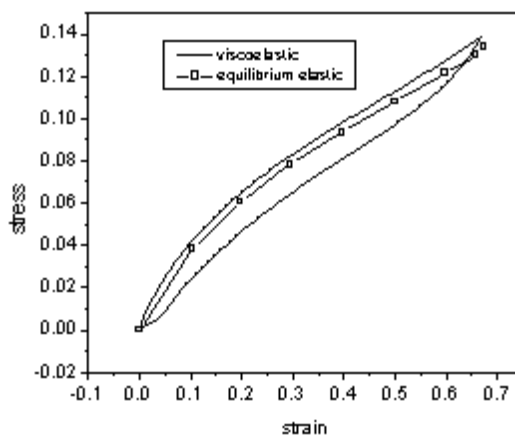


图 5 准静态下粘弹性材料加卸载

Fig. 5 Unload-load curves of viscoelastic materials under quasi-static state

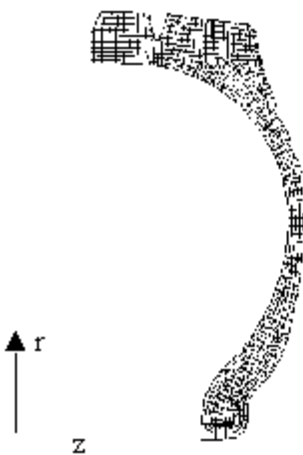


图 6 变形分析轴对称模型

Fig. 6 Axisymmetric model for deformation analysis

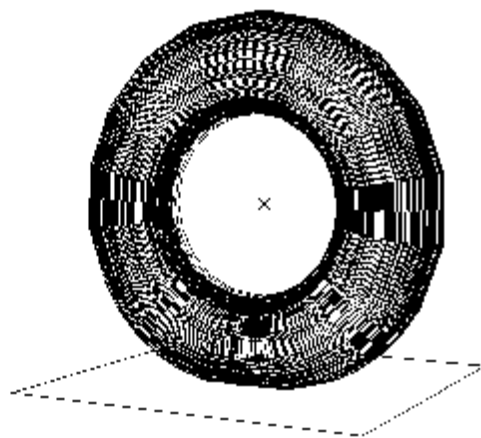


图 7 变形分析变形场

Fig. 7 3D tire deformation field results

依照图 6 建立的平面模型,由 ABAQUS 有限元软件的 SYMMETRIC MODEL GENERATION 功能得到静负荷和稳态自由滚动分析的 3D 的轮胎模型。

在静负荷分析中,将充气并装配好的轮胎与轮辋结构固定,并在轮胎的垂直平面内施予与无负荷轮胎接触的地面相对于轮胎一定位移,即为轮胎的固定下沉量,此时便可获得轮胎的静负荷大小。在下沉量一定的情况下,进而分析轮胎不同速度下的稳态滚动过程,当轮胎滚动方向(纵向)合力为零时即为该速度下的稳态自由滚动状态。图 7 为轮胎在滚动速度 50km/h 的稳态自由滚动的变形场分布。这里由于篇幅限制,本文没有给出其应力应变场的分布图。

4.2 损耗能量计算

4.2.1 材料粘性损耗的简化计算

对于线性粘弹性材料,施加一交变的应变:

$$e = e_0 \sin \omega t \quad (2)$$

应力也按照正弦的变化:

$$\sigma = \sigma_0 \sin(\omega t + \delta[\omega, e_0, \sigma_0]) \quad (3)$$

其中, ω 为角频率; $\delta[\omega, e_0, \sigma_0]$ 为滞后相角。

每一周期的能量损耗为:

$$\xi = \int_0^T \sigma de \quad (4)$$

将 e 和 σ 带入式子(4),可以得到:

$$\xi = \pi \sigma_0 e_0 \sin \delta[\omega, e_0, \sigma_0] \quad (5)$$

由线性粘弹性理论可知,线性粘弹性材料的 δ 与 e_0, σ_0 无关,即 $\delta = \delta[\omega]$ 。由此,依据加载的应变幅 e_0 ,相应于弹性应力应变关系获得的应力幅 σ_0 ,以及材料的粘性滞后相角 $\delta[\omega]$ 可获得线性粘弹性材料在交变应变作用下的周期损耗能量。

对于非线性的橡胶粘弹性材料,可以等效线性粘弹性材料的损耗求解方法。依照(5)式,在应变幅和相应的弹性应力幅以及周期损耗能量已知情况,即可获得该应力应变幅下的等效粘性损耗角。即

$$\sin \bar{\delta}[\omega, e_0, \sigma_0] = \frac{\xi}{\pi \sigma_0 e_0} \quad (6)$$

本文通过实验获得了轮胎橡胶的不同应变幅下的等效损耗角。图 8 为轮胎胎肩橡胶的不同应变幅下的等效损耗角。

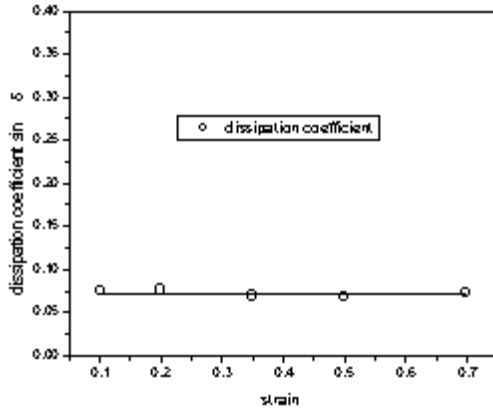


图 8 等效粘性损耗系数

Fig. 8 Relationship between equivalent dissipation coefficient and strain

由图 8 可看出,在一定的应变幅值(应力幅值)范围内,轮胎橡胶粘弹性材料的等效粘性损耗角也可看成是与应变幅值(应力幅值)无关的。由此,根据已获得的应力应变幅值和实验获得的等效损耗角来确定材料的周期损耗能量。

4.2.2 结构损耗的简化计算

通常将轮胎截面单元的应力应变状态沿轮胎周向的分布考虑为该单元一个滚动周期的应力应变循环^[11-16]。依据应力应变分析获得的弹性应力应变场,提取出轮胎截面各材料点应力应变状态沿轮胎一周的分布,视其为轮胎在滚动状态下该处的加载卸载循环。

根据橡胶材料的不可压缩性,形变使其产生能量变化,以等效应力应变来表示其形变能量。图 9 给出了轮胎截面单元 227 的等效应变 $\bar{\epsilon}$ 的周向分布,

考虑其滚动周期 $T = 2\pi/\omega$,得到图 10 的转化关系。

图 10 表明轮胎在稳态自由滚动过程中典型的等效应变循环是非谐变的,同样其等效应力 $\bar{\sigma}$ 的循环也是非谐变的。由前述的材料粘性损耗简化计算方法,将其通过傅立叶分解成谐波的叠加,来获得不同频率下的应力应变幅值,如下式:

$$\bar{\epsilon} = \bar{\epsilon}_0 + \sum_{n=1}^m \bar{\epsilon}_{1n} \cos(n\omega t) + \bar{\epsilon}_{2n} \sin(n\omega t) = \bar{\epsilon}_0 + \sum_{n=1}^m \sqrt{\bar{\epsilon}_{1n}^2 + \bar{\epsilon}_{2n}^2} \sin(n\omega t + \Phi_{\epsilon n}) \quad (7)$$

$$\bar{\sigma} = \bar{\sigma}_0 + \sum_{n=1}^m \bar{\sigma}_{1n} \cos(n\omega t) + \bar{\sigma}_{2n} \sin(n\omega t) = \bar{\sigma}_0 + \sum_{n=1}^m \sqrt{\bar{\sigma}_{1n}^2 + \bar{\sigma}_{2n}^2} \sin(n\omega t + \Phi_{\sigma n}) \quad (8)$$

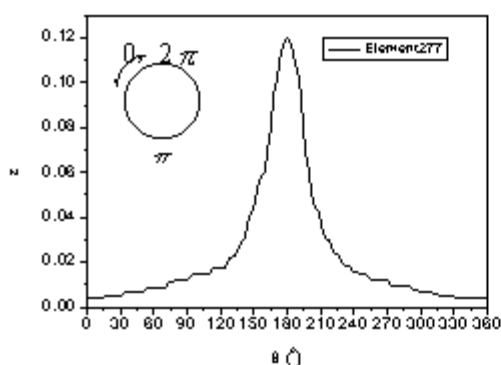


图 9 等效应变沿周向的分布

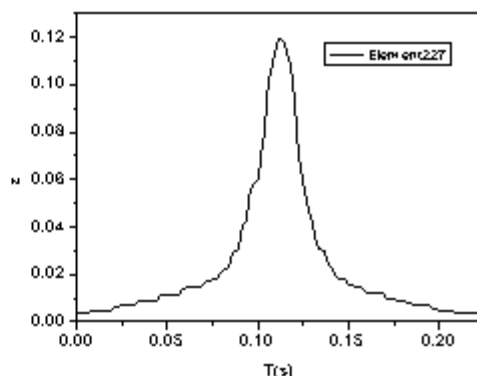


图 10 等效应变周期循环(v=50km/h)

Fig. 9 Equivalent strain distribution along circumference Fig. 10 Equivalent strain variation in a circle(v=50km/h)

其中, $\text{tg} \Phi_{\varepsilon} = \frac{\bar{\varepsilon}_{1n}}{\bar{\varepsilon}_{2n}}$, $\text{tg} \Phi_{\sigma} = \frac{\bar{\sigma}_{1n}}{\bar{\sigma}_{2n}}$ 。令 $\sqrt{\bar{\sigma}_{1n}^2 + \bar{\sigma}_{2n}^2} = \bar{\sigma}$, $\sqrt{\bar{\varepsilon}_{1n}^2 + \bar{\varepsilon}_{2n}^2} = \bar{\varepsilon}$ 。这里 m 取到 30 项就可以得到很好的近似。

根据文献[16], 橡胶粘性材料的损耗角在频率为 5 赫兹到几百个赫兹范围, 几乎没有变化, 因此这里可不再考虑等效损耗角的频率相关性, 即损耗角 $\bar{\delta}[\omega, e, \sigma] = \bar{\delta}$ 。依据式(6)、(7)、(8), 便可获得对应材料单元的周期损耗能量为:

$$\xi_{\text{element}} = \sum_{n=1}^m n\pi(\bar{\sigma}_n \bar{\varepsilon}_n) \sin \bar{\delta} \quad (10)$$

按照上面的分析方法, 编写相应的损耗计算程序 DECAL 来计算结构的损耗能量场。

4.4 热传导分析

4.4.1 热分析的有限元模型

轴对称的稳态温度场热传导方程为:

$$k \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + k \frac{\partial}{\partial z} \left(r \frac{\partial T}{\partial z} \right) + r \dot{\xi}(r, z) = 0 \quad (11)$$

其中, k 为热传导系数; $\dot{\xi}(r, z)$ 为内热源。

热传导分析网格划分同于变形分析的网格划分, 且采用和变形分析相同的单元号, 并选用热传导单元 DCAX4。

$\dot{\xi}(r, z)$ 经网格离散后即为单元的热生成率

$$\dot{\xi}_{\text{element}} = \xi_{\text{element}} / T \quad (12)$$

式中 ξ_{element} 为损耗分析所得到的单元损耗能量; T 为轮胎滚动周期。

ABAQUS 提供用户子程序接口(HETVAL), 使用此接口编写了用户子程序, 既实现式(12)的计算, 又使 $\dot{\xi}_{\text{element}}$ 传递到热分析模块中。

4.4.2 边界条件和胎侧对流热交换系数的反演

如图 11, 热传导分析的边界包括轮辋边界 h-rim, 胎面边界 h-tread, 胎侧边界 h-outside(图中的 1-5 区域)和内腔边界 h-inside。轮辋边界定义为热交换边界; 胎面边界既有与地面的热交换也有与空气的对流热交换, 由于其边界的复杂性, 目前通常简化为热接触交换边界^[11,12,14,16]。根据文献[12], 轮辋与胎面边界的热交换系数见表 3。

轮胎胎侧是典型的对流热交换边界, 通常将滚动轮胎近似为静止空气中转动圆盘来分析其胎侧的对流散热特性。则雷诺数为^[6,16]:

$$\text{Re} = \frac{\omega^* \cdot R^2}{\gamma} \quad (13)$$

其中, $\gamma=15.7 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ 是空气动力粘度; ω^* 和 R 则是轮胎的旋转角速度和径向位置坐标。

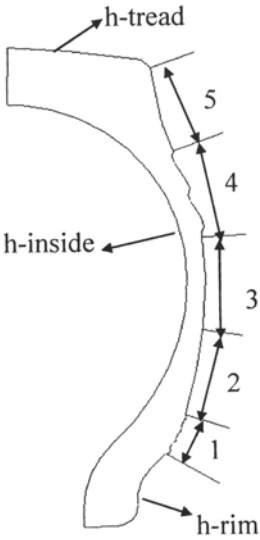


图 11 轮胎表面热边界条件
Fig. 11 Heat boundary on tire side

静止空气中转动圆盘热边界层的努塞特数与雷诺数关系取为:

$$Nu = \alpha \cdot Re^{0.8} \tag{14}$$

可求得热对流系数:

$$h = \frac{k \cdot Nu}{R} = \frac{\alpha k \cdot (\omega^*)^{0.8} \cdot R^{0.6}}{\gamma^{0.8}} \tag{15}$$

其中, $k=0.0214 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$ 是空气的热传导系数。

文献[16]中 α 是依据旋转圆盘获得的常数,并以此来定义胎侧的对流热边界。如前言所述,轮胎胎侧由于曲率的变化和复杂的几何细节,旋转圆盘获得的常数显然不足以来体现这种复杂的对流边界。本文依据轮胎胎侧的特点设定 α 为随胎侧位置变化的待调参数(图 11),并参考文献[16]预先设定不同区域 α 的初始数值为 0.018,以试验获得的胎侧温度分布作为参照值来反演不同区域 α 的数值。

轮胎内腔边界 h-inside 在文献[7]中做了详细讨论,由实验的分析近似为胎侧边界的 0.7 倍。由于本文在处理胎侧的热边界时将胎侧区域化了,因此将内腔边界近似为胎侧 3 区域的 0.7 倍(图 11),见表 3。

表 3 轮胎表面的热对流边界

Table3 Convection boundary on tire side

Convection boundary	$h(\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$
h-tread	12000
h-inside	0.7 h-outside
h-outside	NA
h-rim	88000

数值反演分析最终得沿胎侧的分布,即对应于图 11 所示的胎侧区域 1—5, α 分别为 0.028、0.017、0.021、0.021 和 0.032(图 13 为胎侧反演对流散热系数的分布)。

图 12 为反演分析结束后胎侧温度分布的数值结果与实测结果。从图 12 可以看出,在三种不同的滚动速度下,胎侧区域接近胎圈部分(区域 1—3)的数值结果与实测结果均一致,说明该区域反演得到的参数 α 的数值是比较可靠的,且 α 与速度无关。

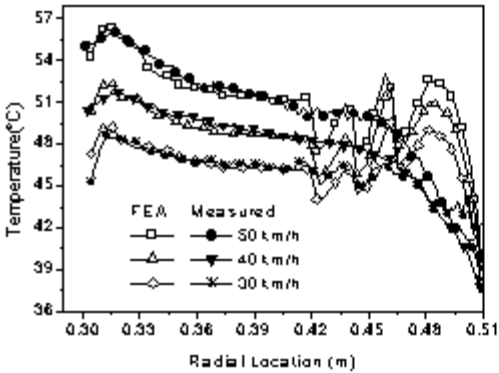


图 12 胎侧表面温度测试结果和数值结果
Fig. 12 Test and numerical temperature distribution along radial location

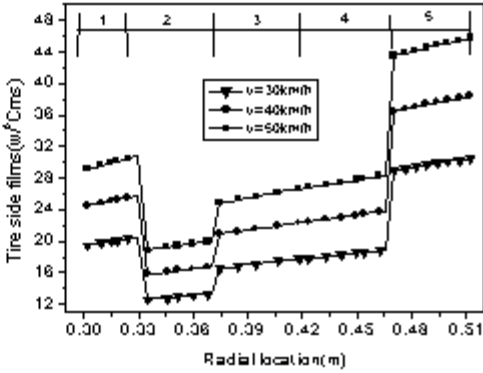


图 13 胎侧对流散热系数分布
Fig. 13 Heat exchange coefficient distribution on tire side

在三种速度下,接近胎面部分(区域 4—5)的实测结果比较平缓,数值结果存在明显的振荡。这是

由于区域 4—5 中轮胎胎侧的结构细节(包括花纹,防擦线)引起。结构细节的存在,使实测的温度实为细节表面与邻近空气的平均温度,从而使实测温度场平缓;结构细节的存在,又使温度的变化剧烈,从而使数值结果振荡。尽管如此,实测结果和数值结果的趋势还是比较一致的,这也说明反演得到的 α 还是比较合理的,且 α 与速度无关。

4.4.3 温度场结果

本文对两种胎侧的边界条件,即一种为由反演得到的 α 系数给出的对流边界条件,另一种为实测的温度边界条件,分别计算了滚动速度为 30km/h、40km/h 和 50km/h 的轮胎稳态温度场。

图 14 和图 15 为滚动轮胎(速度 50km/h)稳态温度场的两种计算结果,图 14 对应胎侧温度边界条件,图 15 对应对流边界条件。比较图 14 和 15 可以看出,除胎侧区域 4—5 温度的分布不同外(见图 12),二者内部温度场分布是一致的;二者的稳态最高温度分别为 87 度和 88 度,且最高温度分布于轮胎结构的相同区域。这进一步说明反演得到的对流热交换系数还是比较可靠的;同时也说明,胎侧区域 4—5 的温度分布的差异对其内部温度场分布基本上没有影响。

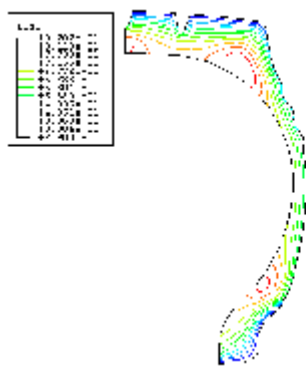


图 14 定义实验测量温度边界

Fig. 14 Temperature under test temperature boundary on tire side

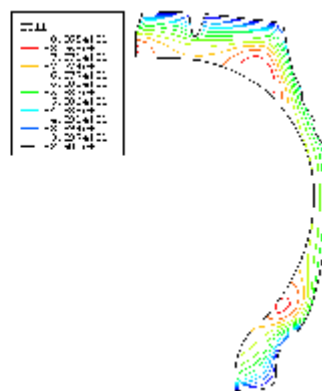


图 15 定义对流热交换系数

Fig. 15 Temperature under convection boundary on tire side

5 结 论

1) 本文根据轮胎温度场的解耦分析思想,形成了一个基于 ABAQUS 程序的轮胎稳态温度场的分析方法。变形分析中,采用了平衡态的超弹性材料模型;损耗分析中,依据变形分析获得的应力应变场,并首先对其做了傅立叶分解,然后结合材料粘性损耗特性获得损耗能量;热传导分析中,依据实测的轮胎胎侧温度场,采用了一种数值反演方法来确定胎侧的对流热边界条件。

2) 轮胎胎侧形状和结构细节决定了胎侧对流热边界不同于旋转圆盘的对流热边界,数值反演的方法避免了实测胎侧对流热交换系数的困难;但胎侧结构细节对其对流热边界的影响还有待进一步的探讨。

参考文献:

- [1] Young D J, Danik J A. Effects of Temperature on Fatigue and Fracture. [J]. Rubber Chemistry and Technology, 1994, 67:397~430
- [2] Conant F S. Tire Temperatures[J]. Rubber Chemistry and Technology, 1971, 44:397~430
- [3] Willett P R. Hysteretic losses in rolling tires[J]. Rubber chemistry and Technology. 1973,46 (2):425
- [4] Conant F S. Tire Temperatures[J]. Rubber Chemistry and Technology, 1974,44:398~437
- [5] Claxton W E, Conant F S. Direct Analog Simulation of Hysteretic Heat Buildup in Rubber[J]. Rubber chemistry and Technology, 1974,717~728
- [6] Cz. O. Poitel, Boguslawski L. Local heat-Transfer Coefficients on the rotating disk in still air[J]. Int. J. Heat Mass Transfer. , 1977,18:167~170

- [7] Schuhing D J. The Rolling Loss of Pneumatic Tires[J]. Rubber Chemistry and Technology, 1980, 53:601~671
- [8] Danidel J. Segalman, Modeling Tire Energy Dissipation for Power Loss Calculations[J]. GMR1982
- [9] Alan L. Browne and Artemis Arambages. Modeling the Thermal State of Tires for Powers Loss Calculations[J]. GMR1982
- [10] Donald Whicker, Alan L. Browne, Daniel J. Segalman. The Structure and Use of the GMR Combined Thermo-Mechanical Tire Power Loss Model[J]. GMR1982
- [11] Park H C, Youn S K, Song T S *et al.* Analysis of temperature distribution in a rolling tire due to strain energy dissipation[J]. Tire science and technology, 1997,85~105
- [12] Ebbott T G, Hohman R L, P. jeusette J, *et al.* Tire temperature and rolling resistance prediction with finite element analysis[J]. Tire science and technology, 1999,3~21
- [13] Shida Z, Koishi M, Kogue T, *et al.* A rolling resistance simulation of tires using static finite element analysis[J]. Tire science and technology, 1999,85~105
- [14] B. ya v ari, Tworzydlo W W, Bass J M. A thermo-mechanical model to predict the temperature distribution of steady state rolling tires[J]. Tire science and technology, 1999, 27:163~178
- [15] Wei Y T, Tian Z H, Du X W. A Finite Element Model for the Rolling loss Prediction and Fracture Analysis of Radial Tires[J]. Tire Science and Technology, 1999,27(4):250~276
- [16] Mc Allen J, Cuitifio A M, Sernas V. Numerical investigation of the deformation characteristics and heat generation in pneumatic aircraft tires Part II[J]. Thermal modeling. Finite element analysis and design, 2000,265~290
- [17] 李炜. 子午线轮胎结构有限元分析和设计原理的若干问题研究[C]. 中国科学技术大学博士学位论文, 2003(LI Wei, Radial Tires, Finite Element Structural Analysis and Some Basic Problems in Design Principles. University of Science & Technology of China, PHD Dissertation, 2003 (in Chinese))
- [18] 王补宣. 工程传热传质学[M]. 北京:科学出版社, 1982(WANG Buxuan, Heat and Mass Transfer in Engineering. Beijing:Science Press, 1982 (in Chinese))
- [19] I. M. 沃德. 固体高聚物的力学性能[M]. 北京:科学出版社, 1988(I. M. Ward. Mechanical Properties of Solid Polymers. Beijing:Science Press, 1988 (in Chinese))

Finite Element Analysis for Steady Temperature on the Rolling Tire Based on the Numerical Inverse of Tests

WANG Xiao-jun, LI Wei, XIA Yuan-ming

(Department of Mechanics and Mechanical Engineering, Key Laboratory of Mechanical Behavior and Design of Materials, University of Science and Technology of China, Hefei, 230027)

Abstract: According to the one-way coupling idea for predicting temperature distribution on rolling tires, an analysis method for obtaining steady temperature distribution on steady state rolling tires which is complied by the FEA software ABAQUS is presented. One-way coupling analysis method includes three modules which are deformation analysis, energy dissipation analysis and heat transfer analysis. In the deformation analysis, equilibrium hyperelastic constitutive equations which are obtained by our experiments are applied; In the dissipation energy analysis, dissipation energy is calculated by combining the stress-strain distributions derived from the deformation analysis and viscous dissipation characters; In the heat transfer analysis, combining temperature on tire side tested by drum test, a numerical inverse method is described for determining the heat convection boundary on tire side. Because of the complexities of the figure and configuration details of the tire side, the heat convection boundaries on tire side are different from those of the rotating flat disk in still air; however the numerical inverse method presented in this paper can avoid the difficulty of measuring heat exchange coefficients on tire side.

Key words: tire; temperature; FEA; numerical inverse; heat exchange coefficient