

测试·分析

转鼓尺寸对工程机械子午线轮胎耐久性能影响的仿真研究

印海建, 刘本鑫

[泰凯英(青岛)专用轮胎技术研究开发有限公司, 山东 青岛 266100]

摘要:以445/95R25全钢工程机械子午线轮胎为例,建立工程机械子午线轮胎三维模型,通过橡胶材料应力和应变测试数据拟合而确定最佳的橡胶材料本构模型为Yeoh模型,进行转鼓尺寸对轮胎耐久性能影响的仿真研究。结果表明:在相同充气压力和负荷下,随着转鼓直径的增大,轮胎下沉量减小,与转鼓接触面积增大,周向接触压力分布更均匀,从而使得轮胎肩部应变能密度、Mises应力和剪切应变极值减小;当转鼓直径超过10 m时,转鼓直径对轮胎与转鼓接触特性和轮胎力学性能的影响效应显著降低;转鼓直径从1.7 m增大到3 m时,轮胎肩部应变能密度减小5%,测试的轮胎耐久寿命延长约20%。

关键词:工程机械子午线轮胎;转鼓尺寸;耐久性能;仿真分析

中图分类号:TQ336.1

文献标志码:A

文章编号:1000-890X(2024)04-0305-07

DOI:10.12136/j.issn.1000-890X.2024.04.0305



OSID开放科学标识码
(扫码与作者交流)

轮胎和汽车行业中,采用圆柱形转鼓测试轮胎性能非常普遍^[1]。但由于转鼓直径的影响,导致轮胎转鼓测试性能与实际平地测试性能存在较大差异,同时不同转鼓之间的测试结果也相差甚大,因此探究转鼓直径对轮胎测试性能的影响规律,总结不同转鼓之间以及转鼓与平地之间轮胎耐久性能对应的变化趋势,为基于转鼓的耐久性能试验结果评判轮胎设计方案提供理论依据,这对于提升轮胎设计技术、降低测试成本、减少资源浪费、缩短研发周期具有重要的工程意义。

在轮胎性能中,力学性能与其他各项性能之间有着密切的联系^[2],因此研究转鼓尺寸对轮胎力学性能的影响规律十分必要。王坚毅等^[3-4]分析了在不同转鼓半径下轮胎与转鼓接触法向应力、接触面积和接触印痕之间的关系,结果表明转鼓半

径越大,其模拟平路面效果越好。苗常青等^[4]研究了转鼓半径对轮胎与转鼓接触特性的影响,讨论了轮胎与转鼓接触应力,结果表明对于9.00R20全钢载重子午线轮胎,转鼓半径在1 m以上时,随着转鼓半径的增大,转鼓半径对轮胎与转鼓接触特性的影响逐渐减小。当前,关于不同尺寸转鼓与载重子午线轮胎接触特性的研究取得了一定的成果,但转鼓尺寸对工程机械轮胎内部力学性能及耐久性能的影响还未形成系统性研究。

本工作运用仿真技术建立工程机械轮胎三维有限元模型,并通过实验室静负荷试验来验证轮胎有限元模型有效性,利用有效的有限元模型对轮胎与转鼓接触特性进行仿真分析,并实际测试不同转鼓尺寸下轮胎耐久性能,研究转鼓尺寸对轮胎耐久性能的影响。

作者简介:印海建(1987—),男,江苏如皋人,泰凯英(青岛)专用轮胎技术研究开发有限公司工程师,学士,主要从事工程机械轮胎结构设计工作。

E-mail: yinhaijian7@163.com

引用本文:印海建,刘本鑫.转鼓尺寸对工程机械子午线轮胎耐久性能影响的仿真研究[J].橡胶工业,2024,70(4):305-311.

Citation: YIN Haijian, LIU Benxin. Simulation study on effect of drum size on durability of off-the-road radial tire[J]. China Rubber Industry, 2024, 70(4):305-311.

1 模型建立

1.1 轮胎几何模型与边界条件

选取445/95R25全钢工程机械子午线轮胎为研究对象,通过建立轮胎二维轴对称模型(见图1),再将二维轴对称模型旋转一周生成轮胎三维有限元模型(见图2)。



图1 轮胎二维轴对称模型

Fig. 1 Two dimensional axisymmetric model of tire



图2 轮胎三维有限元模型

Fig. 2 Three dimensional finite element model of tire

二维轴对称模型建立过程为:利用绘图软件,基于轮胎实际尺寸绘制轮胎断面材料分布图,通过前处理软件对材料分布图进行网格划分,为避免仿真过程中轮辋与胎圈发生穿透现象以及保证仿真精度,对胎圈和胎面区域进行网格加密处理;轮胎二维轴对称模型中共有1 976个节点,1 862个单元,单元类型设置为CGAX4H,骨架单元类型设置为SFMGAX1,通过赋予Rebar相关参数来模拟加强作用^[5]。为模拟胎圈与轮辋真实接触,轮辋设置固定约束,胎圈与轮辋接触界面设置面对面接触约束,轮辋为主面,胎圈为从面,模型内侧施加900 kPa充气压力。

为准确地模拟轮胎与转鼓真实接触,三维模型周向非均匀划分网格。轮胎与地面(转鼓直径

为 ∞)接触界面中心两侧 60° 扇面区域按 0.5° 划分网格,其余区域按 1.5° 划分网格;胎面与地面接触界面设置面对面接触约束,对地面施加67 000 N额定负荷,从而通过路面挤压轮胎以实现轮胎静负荷状态模拟。

为消除人为划分网格对有限元仿真结果的影响,轮辋与地面均定义为解析刚体^[6-7]。对轮胎三维模型的轮辋装配、充气及加载过程仿真均采用隐式算法^[7-8]。

1.2 橡胶材料本构模型确定

橡胶材料超弹性本构模型是影响仿真精度的一个重要因素,为确保轮胎仿真结果的准确性需选取合适的橡胶材料本构模型。目前橡胶材料本构模型有两种类型,分别为基于热力学统计方法的本构模型和基于连续介质力学唯像理论的本构模型^[9],这些模型能够在一定程度上描述橡胶材料复杂力学行为。本研究通过拟合橡胶材料应力-应变曲线对比分析常用的3种本构模型(Neo-Hooke模型、Yeoh模型和Mooney-Rivlin模型),进而基于最优本构模型的材料参数对445/95R25全钢工程机械子午线轮胎进行仿真分析。

1.2.1 3种本构模型

Neo-Hooke模型是最简单的超弹性本构模型,其应变能函数(W)的表达式为:

$$W = C_{10}(I_1 - 3) \quad (1)$$

式中: C_{10} (= $\mu/2$)为材料参数, μ 为材料剪切模量; I_1 为材料第一应变张量不变量。

Yeoh模型采用 I_1 的高阶项修正Neo-Hooke模型,其 W 的表达式为:

$$W = \sum_{i=1}^3 C_{i0}(I_1 - 3)^i \quad (2)$$

式中, C_{i0} 为材料参数。

较之Neo-Hooke模型和Yeoh模型,Mooney-Rivlin模型考虑了第二应变张量不变量(I_2)对 W 的影响,其 W 表达式为:

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) \quad (3)$$

式中, C_{01} 为材料参数。

橡胶材料在变形过程中 I_1 、 I_2 和第3应变张量不变量(I_3)分别为:

$$I_1 = \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 \quad (4)$$

$$I_2 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 + \lambda_2^2 \lambda_3^2 + \lambda_1^2 \lambda_3^2 \quad (5)$$

$$I_3 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 \lambda_3^2 \quad (6)$$

$$\lambda_i = 1 + \gamma_i \quad (7)$$

式中, $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ 和 λ_i 为材料主伸长比, γ_i 为材料主应变。

1.2.2 应力-应变曲线拟合结果

橡胶材料应力-应变关系由应变能函数对其主伸长比求偏导得到, 应力张量 (t_{ij}) 表达式为:

$$t_{ij} = \frac{\partial W}{\partial \gamma_{ij}} = \frac{\partial W}{\partial I_1} \frac{\partial I_1}{\partial \gamma_{ij}} + \frac{\partial W}{\partial I_2} \frac{\partial I_2}{\partial \gamma_{ij}} + \frac{\partial W}{\partial I_3} \frac{\partial I_3}{\partial \gamma_{ij}} \quad (8)$$

式中, γ_{ij} 为应变张量。

联合式(4) — (7) 可得主应力 (t_i) 与 λ_i 的关系式为:

$$\begin{cases} t_1 = 2\lambda_1 \left[\frac{\partial W}{\partial I_1} + (\lambda_2^2 + \lambda_3^2) \frac{\partial W}{\partial I_2} + \lambda_2^2 \lambda_3^2 \frac{\partial W}{\partial I_3} \right] \\ t_2 = 2\lambda_2 \left[\frac{\partial W}{\partial I_1} + (\lambda_3^2 + \lambda_1^2) \frac{\partial W}{\partial I_2} + \lambda_3^2 \lambda_1^2 \frac{\partial W}{\partial I_3} \right] \\ t_3 = 2\lambda_3 \left[\frac{\partial W}{\partial I_1} + (\lambda_1^2 + \lambda_2^2) \frac{\partial W}{\partial I_2} + \lambda_1^2 \lambda_2^2 \frac{\partial W}{\partial I_3} \right] \end{cases} \quad (9)$$

一般情况视橡胶材料为不可压缩材料, 在单轴拉伸情况下有:

$$t_2 = t_3 = 0 \quad (10)$$

$$\lambda_2 = \lambda_3 = \lambda_1^{-\frac{1}{2}} \quad (11)$$

$$I_3 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 \lambda_3^2 = 1 \quad (12)$$

联合式(9) — (12) 可推导出不可压缩橡胶材料主应力与主伸长比和应变张量不变量的关系为:

$$t_1 = \frac{2}{\lambda_1} \left(\lambda_1^2 - \frac{1}{\lambda_1^2 \lambda_2^2} \right) \left(\frac{\partial W}{\partial I_1} + \lambda_2^2 \frac{\partial W}{\partial I_2} \right) \quad (13)$$

$$I_1 = \lambda_1^2 + \frac{2}{\lambda_1^2} \quad (14)$$

联合式(1) 及式(11) — (14) 可得Neo-Hooke模型主应力与主伸长比的关系为:

$$t_1 = 2C_{10}(\lambda_1 - \lambda_1^{-2}) \quad (15)$$

联合式(2) 及式(11) — (14) 可得Yeoh模型主应力与主伸长比的关系为:

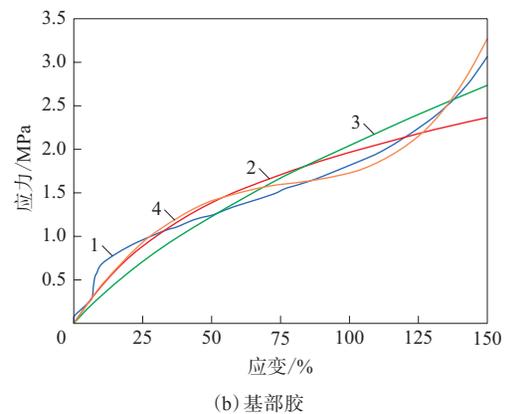
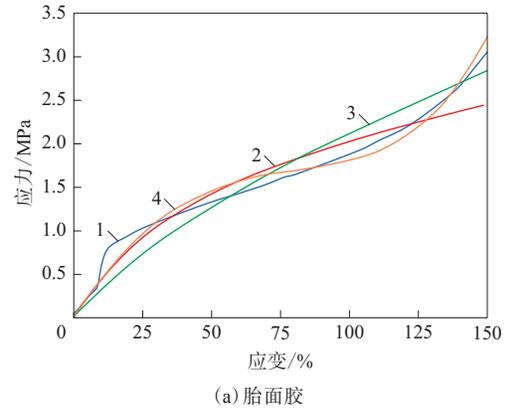
$$t_1 = \sum_{i=1}^3 2iC_{1i}(\lambda_1^2 + 2\lambda_1^{-1} - 3)^{i-1}(\lambda_1 - \lambda_1^{-2}) \quad (16)$$

联立式(3) 和式(11) — (14) 可得Mooney-Rivlin的主应力-拉伸比关系为:

$$t_1 = 2C_{10}(\lambda_1 - \lambda_1^{-2}) + 2C_{01}(1 - \lambda_1^{-3}) \quad (17)$$

对分别基于式(15) — (17) 的应力-应变曲线进行拟合, 可得到材料参数 C_{10}, C_{20}, C_{30} 和 C_{01} 的数值。

根据对各种胶部件进行单轴拉伸试验测得的应力和应变数据, 基于Yeoh模型、Mooney-Rivlin模型和Neo-Hooke模型对处理后的有效数据进行拟合。以胎面胶和基部胶为例, 3种本构模型拟合结果对比如图3所示。



1—单轴拉伸试验曲线; 拟合曲线: 2—Mooney-Rivlin模型, 3—Neo-Hooke模型, 4—Yeoh模型。

图3 3种本构模型拟合结果对比
Fig. 3 Comparison of fitting results of three constitutive models

从图3可以看出, Yeoh模型的拟合结果优于Mooney-Rivlin模型和Neo-Hooke模型。因此, 确定采用Yeoh模型作为橡胶材料本构模型对445/95R25全钢工程机械子午线轮胎进行耐久性性能仿真分析。

1.3 轮胎仿真模型验证

本研究通过仿真计算结果与静负荷试验结果的对比来验证轮胎仿真模型的有效性。对445/95R25全钢工程机械子午线轮胎进行室内静负荷试验, 试验条件为: 轮辋规格为11.25/2.0, 充气压力及负荷均采用额定值。

表1示出了轮胎静负荷性能的仿真结果与实测结果对比。从表1可以看出, 轮胎的充气外缘尺寸、下沉量和接地面积的仿真结果与实测结果基本一致, 两者差异率远小于工程误差5%, 从而判定建立的445/95R25全钢工程机械子午线轮胎仿真模型真实有效。

表1 轮胎静负荷性能的仿真结果与实测结果对比
Tab. 1 Comparison of simulation and measurement results of tire static load performance

| 项 目 | 模拟值 | 实测值 | 差异率/% |
|----------------------|----------|----------|-------|
| 充气外直径/mm | 1 477.83 | 1 476.00 | 0.124 |
| 充气断面宽/mm | 446.49 | 448.00 | 0.336 |
| 负荷断面宽/mm | 487.58 | 486.30 | 0.263 |
| 下沉量/mm | 50.89 | 51.30 | 0.799 |
| 接地面积/cm ² | 930.97 | 935.51 | 0.485 |

2 不同转鼓尺寸工况下的轮胎仿真研究

基于实验室实际具备的转鼓尺寸,建立5种转鼓模型(转鼓直径分别为1.5,1.7,3,10和20 m)来研究转鼓尺寸对轮胎耐久性能的影响规律。

2.1 轮胎下沉量

仿真得到的轮胎下沉量与转鼓直径的关系曲线如图4所示。

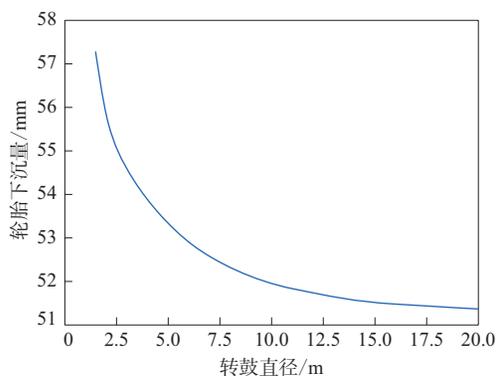


图4 轮胎下沉量与转鼓直径的关系曲线
Fig. 4 Relationship curves between tire deflections and drum diameters

从图4可以看出,在相同充气压力和负荷下,轮胎下沉量随转鼓直径的增大呈非线性减小趋势。当转鼓直径小于5 m时,转鼓直径对轮胎下沉量的影响显著;随转鼓直径的增大,其影响效应逐渐减小;当转鼓直径大于10 m时,轮胎下沉量减小趋于平缓,无限逼近于平整路面工况下的下沉量(51.3 mm),此时转鼓直径对轮胎下沉量的影响效应可以忽略不计。

2.2 轮胎与转鼓接触界面尺寸

为便于讨论转鼓曲率对轮胎与转鼓接触特性的影响,定义 a (接触面中心点距其接触边缘的周向距离,表征轮胎与转鼓曲面接触延展度)和 b (接触面中心点距其接触边缘的径向距离,表征轮胎与转鼓曲面接触凹陷度)两个参数来描述轮胎与转鼓接触界面尺寸,如图5所示。

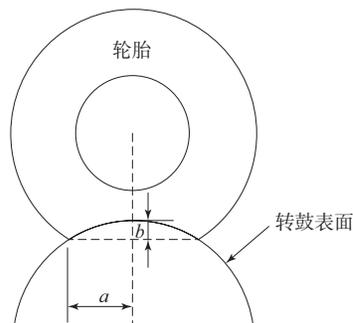
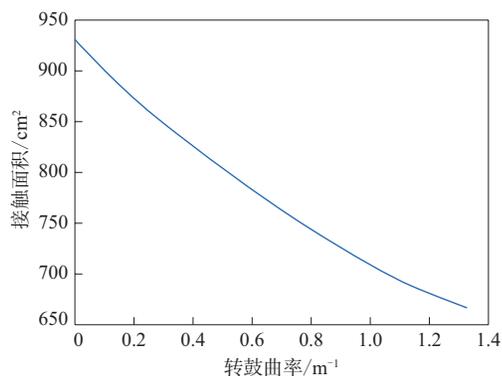


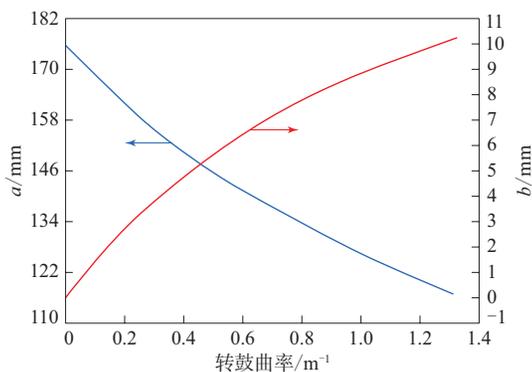
图5 参数 a 和 b 示意

Fig. 5 Schematic diagram of parameters a and b

仿真得到的轮胎接触面积以及 a 和 b 与转鼓曲率的关系曲线如图6所示。



(a) 接触面积-转鼓曲率曲线



(b) a -转鼓曲率曲线和 b -转鼓曲率曲线

图6 轮胎接触面积以及 a 和 b 与转鼓曲率的关系曲线
Fig. 6 Relationship curves among tire contact areas, a and b with drum curvatures

从图6可以看出:随着转鼓曲率的增大,轮胎与曲面转鼓接触凹陷度逐渐增大,即相同负荷下,转鼓直径越小,轮胎凹陷越厉害;随着转鼓曲率增大,轮胎与曲面转鼓接触延展度逐渐减小,即相同负荷下,转鼓直径越小,由于轮胎径向凹陷的增大,其周向变形减小,导致轮胎与转鼓接触面积减小,即 a 和接触面积均随着转鼓曲率的增大而

减小。

2.3 轮胎接触压力分布

提取不同转鼓尺寸下轮胎横向接触压力分布,如图7所示。

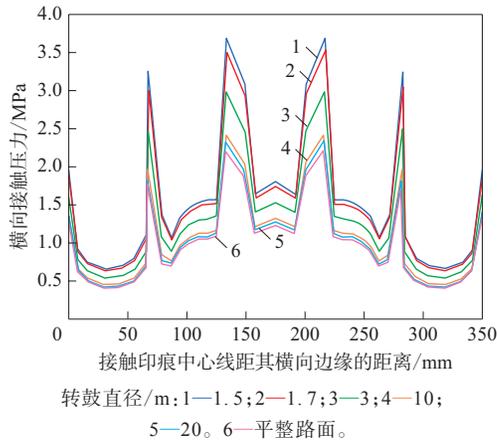


图7 轮胎横向接触压力分布

Fig. 7 Lateral contact pressure distributions of tires

从图7可以看出:改变转鼓直径不影响轮胎横向接触压力分布趋势,仅使接触压力大小发生变化,即相同位置的接触压力随转鼓直径增大呈非线性减小趋势,且减小速率逐渐降低;当转鼓直径大小10 m时,轮胎横向接触压力曲线趋于与平整路面工况下的曲线一致,这符合转鼓直径与轮胎下沉量关系的分析结果。

提取不同转鼓尺寸下轮胎周向接触压力分布,如图8所示。

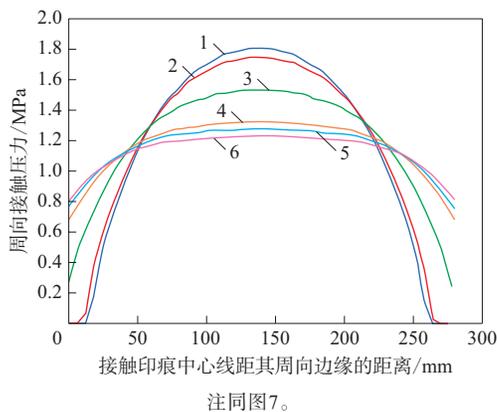


图8 轮胎周向接触压力分布

Fig. 8 Circumferential contact pressure distributions of tires

从图8可以看出:当转鼓直径较小时,轮胎周向接触压力较大;随着转鼓直径的增大,轮胎周向接触压力逐渐变小,接触压力分布更均匀;当转鼓

直径大小10 m时,轮胎周向接触压力曲线趋于与平整路面工况下的曲线一致。

2.4 轮胎肩部耐久性能

轮胎仿真模拟研究中常提取应变能密度、Mises应力和剪切应变等指标来评判轮胎的耐久性能,这些指标值越小表示轮胎耐久性能越好。提取不同转鼓尺寸下轮胎肩部的应变能密度、Mises应力和相对剪切应变与转鼓直径的关系曲线分别如图9—11所示。

从图9—11可以看出:轮胎肩部应变能密度、Mises应力和相对剪切应变极值所在位置不会因转鼓直径的改变而变化,均出现在1#带束层与2#带束层之间的夹胶位置;应变能密度、Mises应力和相对剪切应变随着转鼓直径增大而呈非线性减小趋势,三者的变化规律高度一致;当转鼓直径大于10 m时,应变能密度、Mises应力和相对剪切应变随着转鼓直径增大而趋于平缓,无限逼近于平整路面工况下的测试值,因此基于转鼓试验的轮胎耐久性能随转鼓直径的增大而提高。

3 轮胎耐久性能测试

为验证有限元仿真所得到的轮胎耐久性能随着转鼓直径的增大而提高的结论,依据GB/T 30193—2013《工程机械轮胎耐久性试验方法》,

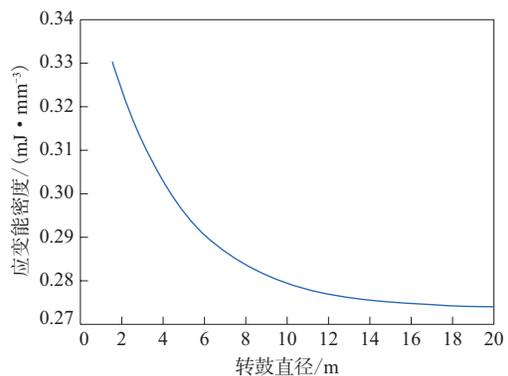
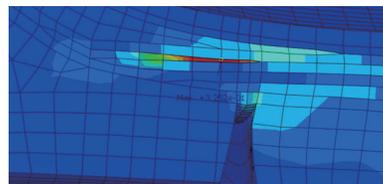


图9 轮胎肩部应变能密度与转鼓直径的关系曲线

Fig. 9 Relationship curve between tire shoulder strain energy densities and drum diameters

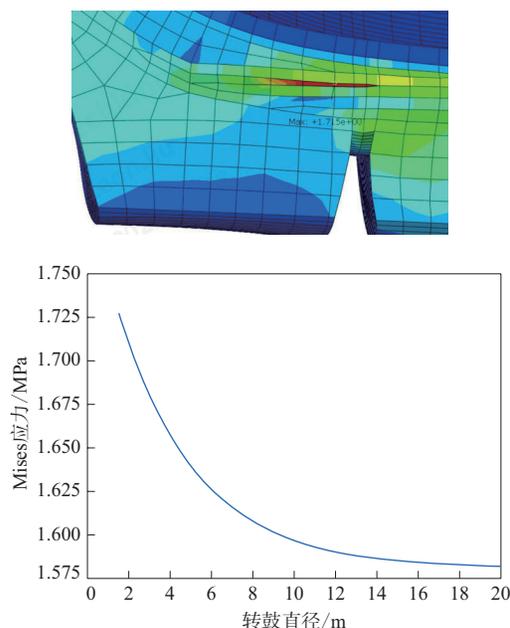


图10 轮胎肩部Mises应力与转鼓直径的关系曲线
Fig. 10 Relationship curve between tire shoulder Mises stresses and drum diameters

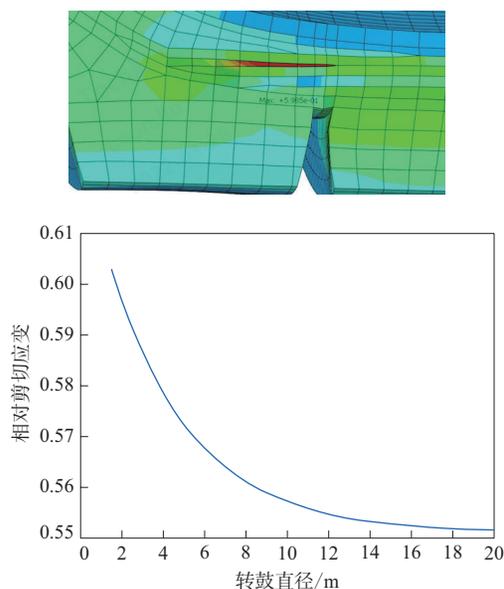


图11 轮胎肩部相对剪切应变与转鼓直径的关系曲线
Fig. 11 Relationship curve between tire shoulder relative shear strains and drum diameters

并结合企业轮胎耐久性能试验经验确立工程机械子午线轮胎的转鼓耐久性能试验条件:环境温度为 $(38 \pm 3)^\circ\text{C}$,转鼓速度恒定为 $35 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$,负荷率和行驶时间见表2。以最终测试得到的轮胎损坏时间代表轮胎耐久寿命。

选取在产的A,B和C 445/95R25全钢工程机械子午线轮胎(同批次成品轮胎,以避免不同批次

表2 工程机械子午线轮胎转鼓耐久性能试验条件
Tab. 2 Drum durability test conditions of off-the-road radial tire

| 阶段 | 负荷率/% | 行驶时间/h |
|----|-------|--------|
| 1 | 65 | 7 |
| 2 | 85 | 16 |
| 3 | 100 | 24 |
| 4 | 110 | 10 |
| 5 | 120 | 10 |
| 6 | 130 | 10 |
| 7 | 140 | 10 |
| 8 | 150 | 10 |
| 9 | 160 | 10 |
| 10 | 170 | 10 |
| 11 | 180 | 10 |
| 12 | 190 | 10 |

轮胎因工艺波动而造成试验结果偏差)分别在转鼓直径为1.7和3 m的转鼓试验机上进行轮胎耐久性能测试,测试结果如图12所示。

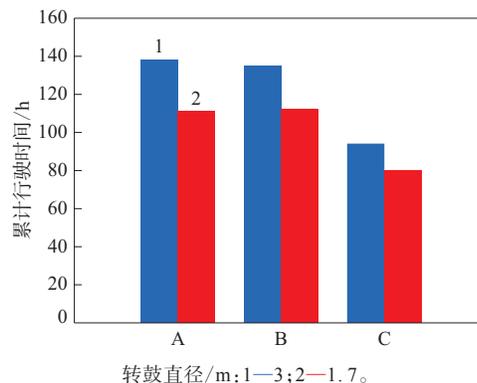


图12 A,B和C全钢工程机械子午线轮胎耐久性能
Fig. 12 Durabilities of A, B and C off-the-road radial tires

从图12可以看出,转鼓直径为3 m时,A,B和C轮胎耐久寿命更长,充分验证了基于转鼓试验的轮胎耐久性能随转鼓直径增大而提高的结论正确性。结合应变能密度数据计算得出,转鼓直径从1.7 m增大到3 m,轮胎肩部应变能密度减小5%,轮胎耐久寿命延长约20%。

4 结论

(1)通过橡胶材料应力和应变数据拟合的最佳本构模型为Yeoh模型,经实测值与模拟值对比验证了该模型能够准确表征445/95R25全钢工程机械子午线轮胎橡胶材料的真实力学行为。

(2)转鼓尺寸对445/95R25全钢工程机械子午线轮胎与转鼓接触特性和轮胎力学性能的影响规

律为:在相同充气压力和负荷下,随着转鼓直径的增大,轮胎下沉量减小,接触面积增大,周向接触压力分布更均匀,从而使得轮胎肩部应变能密度、Mises应力和剪切应变极值减小;当转鼓直径超过10 m时,转鼓直径对轮胎与转鼓接触特性和轮胎力学性能的影响效应显著降低。

(3) 基于转鼓试验的轮胎耐久性性能随着转鼓直径的增大而提高,转鼓直径从1.7 m增大到3 m,轮胎肩部应变能密度减小5%,轮胎耐久寿命延长约20%。

参考文献:

- [1] GENT A N, WALTER J D. 轮胎理论与技术[M]. 危银涛, 李勇, 冯希金, 译. 北京:清华大学出版社, 2013.
- [2] 王坚毅, 王伟, 张萍, 等. 轮胎与转鼓之间相互作用的有限元分析[J]. 青岛科技大学学报(自然科学版), 2006, 27(6): 522-526.
WANG J Y, WANG W, ZHANG P, et al. Nonlinear finite element analysis between tire and drum[J]. Journal of Qingdao University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2006(6): 522-526.
- [3] 王坚毅. 半钢子午线轮胎的有限元模拟分析[D]. 青岛:青岛科技大学, 2006.
WANG J Y. Finite element simulation analysis of steel-belted radial tire[D]. Qingdao: Qingdao University of Science and Technology, 2006.
- [4] 苗常青, 田振辉, 杜星文. 轮胎与转鼓之间接触界面特性研究[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2001, 33(4): 515-519.
MIAO C Q, TIAN Z H, DU X W. Characteristics of contact surface between tire and drum[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2001, 33(4): 515-519.
- [5] ABAQUS Inc. ABAQUS analysis user's manual[R]. USA: ABAQUS Inc., 2014.
- [6] 李兵. 计及复杂胎面花纹的子午线轮胎结构有限元分析[D]. 合肥:中国科学技术大学, 2008.
LI B. Finite element analysis of radial tire structure considering complex tread patterns[D]. Hefei: University of Science and Technology of China, 2008.
- [7] 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[D]. 合肥:中国科学技术大学, 2003.
LI W. Research on finite element analysis and design principles of radial tire structure[D]. Hefei: University of Science and Technology of China, 2003.
- [8] 许飞. 基于转鼓试验台测试数据预测平路面轮胎力学特性的方法[D]. 长春:吉林大学, 2016.
XU F. The method of predicting tire mechanical characteristics on the flat-road based on the drum test data[D]. Changchun: Jilin University, 2016.
- [9] 危银涛, 方庆红, 金状兵, 等. 填充橡胶本构模型研究进展[J]. 高分子通报, 2014, 26(5): 15-21.
WEI Y T, FANG Q H, JIN Z B, et al. Research progress on constitutive model of filled rubber[J]. Polymer Bulletin, 2014, 26(5): 15-21.

收稿日期: 2024-02-19

Simulation Study on Effect of Drum Size on Durability of Off-The-Road Radial Tire

YIN Haijian, LIU Benxin

[Techking (Qingdao) Special Tire Technology Research and Development Co., Ltd., Qingdao 266100, China]

Abstract: Taking the 445/95R25 all-steel off-the-road radial tire as an example, the three-dimensional model of off-the-road radial tire was established, Yeoh model was determined as the optimal rubber material constitutive model through fitting rubber material stress and strain test data, and the simulation research on the impact of the drum size on the tire durability was conducted. The results showed that, under the same inflation pressure and load, as the drum diameter increased, the tire deflection decreased, the contact area with the drum increased, and the circumferential contact pressure distribution became more uniform, leading to the decrease in the extreme values of the tire shoulder strain energy density, Mises stress and shear strain. When the drum diameter exceeded 10 m, the effects of the drum diameter on the contact characteristics between the tire and drum and the tire's mechanical properties were significantly reduced. When the drum diameter increased from 1.7 m to 3 m, the tire shoulder strain energy density decreased by 5%, and the tested tire durability life was extended by about 20%.

Key words: off-the-road radial tire; drum size; durability; simulation analysis