

湿滑路面轮胎制动距离有限元仿真分析

臧孟炎 陈高军 林银辉

华南理工大学, 广州, 510640

摘要:对配有 ABS 系统的汽车在湿滑路面上的制动距离进行了仿真研究。基于有限元商业软件 ABAQUS, 采用制动过程离散分析方法, 考虑 ABS 功能和路面积水与轮胎间的流固耦合作用, 仿真研究了某纵向沟槽花纹子午线轮胎在 10mm 积水路面各离散速度下的制动情况。根据有限元仿真结果, 使用相关分析方法, 获得了该轮胎的制动时间和制动距离。对干、湿路面轮胎制动性能仿真结果进行了比较, 验证了轮胎湿滑路面制动性能仿真评价方法的有效性。

关键词:有限元法; 湿滑路面; 子午线轮胎; 制动距离; ABS

中图分类号: U463.341

DOI: 10.3969/j.issn.1004-132X.2012.10.024

FEM Analysis on Wet-road Braking Distance of Tire

Zang Mengyan Chen Gaojun Lin Yinhui

South China University of Technology, Guangzhou, 510640

Abstract: A numerical investigation of wet-road braking distance for the vehicles equipped with ABS system was presented. Considering the operation of ABS and the fluid-structure interaction between the tire and water, the braking process of a grooved radial tire on the wet-road with 10mm depth in a series of discretized speeds were simulated by using the commercial FEM codes—ABAQUS with a discretized analysis method. Based on each FEM result, the braking time and distance were obtained via correlated analysis method. The comparison with the simulation results of braking performance between dry-road and wet-road was presented to illustrate the validity of the proposed estimation.

Key words: finite element method(FEM); wet-road; radial tire; braking distance; anti-lock braking system(ABS)

0 引言

当汽车高速行驶在湿滑路面时, 流过轮胎胎面沟槽的积水会产生滑水压力, 滑水压力的产生使轮胎的牵引效率下降, 因为它减小了轮胎与路面的接触力^[1], 同时也减小了轮胎与路面的附着系数, 因此, 合理设计汽车轮胎以提高汽车在湿滑路面上的行驶性能尤为重要^[2]。

目前, 对汽车湿滑路面制动距离的研究主要依赖试验^[3]。一款轮胎的开发, 往往需要经历从设计、试验轮胎制造以及试验检验等若干个循环过程, 而且受到试验场地等条件的限制, 需要耗费大量的时间和资金。

为了缩短开发周期, 节约生产成本, 有必要用数值仿真方法对轮胎的制动性能进行有效预测。20 世纪 70 年代以来, 有限元方法在轮胎设计过程中得到了广泛的应用, 但是对轮胎制动过程的仿真却存在困难。因为轮胎的制动过程伴随着大变形和冲击, 而且在湿滑路面上制动时轮胎与积水的相互作用涉及复杂的流固耦合问题, 隐式有限元法难以解决。通常, 轮胎在湿滑路面的制动

过程长达数秒, 计算时间冗长且数据累计误差使得显式有限元法也难以实时应对。为此, Cho 等^[4-5]提出了从根本上解决上述问题的离散化方法: 将制动过程按速度离散化, 通过显式有限元分析各离散速度下的制动器摩擦热损失率和轮胎与路面的摩擦能量损失率, 再以制动离散分析方法近似求得制动时间和制动距离。臧孟炎等^[6]使用上述离散分析方法, 研究了光面轮胎在干燥路面的制动距离。

本文基于 ABAQUS 非线性有限元分析软件, 采用 Cho 等提出的制动过程离散方法, 以 CEL 算法处理轮胎与积水间的流固耦合关系, 分析了某纵向沟槽花纹轮胎在 10mm 积水湿滑路面的制动时间和制动距离, 并与同一轮胎在干燥路面的制动性能仿真结果进行了比较。

1 制动过程离散化仿真方法^[6]

假设汽车初始制动速度为 100km/h, 可将整个制动过程以速度划分为 10 个区间, 区间端点速度分别为 100km/h, 90km/h, …, 0(图 1)。在各离散速度下, 参照图 2 所示的加载方式建立轮胎制动分析有限元模型。制动时 ABS 的作用通过

定义轮胎的角速度以保持 15% 最佳滑移率的方法实现;仅当制动速度小于或等于 20km/h 时,定义轮胎转动角速度为 0,即 ABS 失效。利用制动阶段有限元仿真计算结果,分别求得各速度下的制动器摩擦热损失率 \dot{E}_c 和轮胎与路面间摩擦能量损失率 \dot{E}_s 如下:

$$\dot{E}_c = 2r_c \mu_c p_c A_c \omega_w \quad (1)$$

$$\dot{E}_s = \sum_{i=1}^N \mu_s F_i \dot{S}_i \quad (2)$$

式中, p_c 为制动轮缸的输出压力; A_c 为制动软管横截面积; r_c 为制动钳有效作用半径; μ_c 为制动盘上的摩擦因数; ω_w 为车轮轴转动的角速度; μ_s 为路面与轮胎之间的摩擦因数; F_i 为轮胎接地区域节点所受地面垂直反力; \dot{S}_i 为轮胎与路面接触区域节点滑移率; N 为轮胎与地面接触部分节点个数。

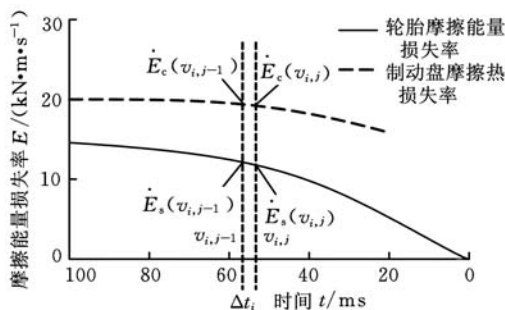


图 1 制动过程离散化示意图

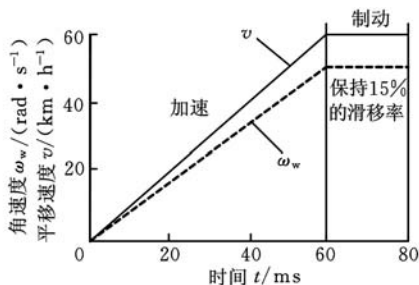


图 2 速度为 60km/h 时制动仿真加载过程

图 3 所示为 ABS 作用下制动轮缸压力输出曲线,通常可以把轮缸压力大体上分为 A、B、C 三个区域:制动轮缸压力经 $t_A=0.25$ s 的上升阶段到达区域 B;当汽车速度小于或等于 20km/h 时,车轮被完全抱死到达区域 C。在制动过程的仿真计算时,假设汽车前后轮制动轮缸的压力按照相同的规律变化,区域 A 轮缸压力线性上升。

根据能量守恒定律,可以得到如下关系式:

$$-\frac{d}{dt} \left(\frac{mv^2}{2} \right) = n(\dot{E}_s + \dot{E}_c) \quad (3)$$

式中, m 为整车质量; n 为轮胎的个数; v 为汽车的速度。

由式(3)可得

$$\frac{1}{2} m \frac{v^2(t) - v^2(t + \Delta t)}{\Delta t} = n(\dot{E}_s + \dot{E}_c) \quad (4)$$

在制动过程中,轮缸压力输出与制动速度间

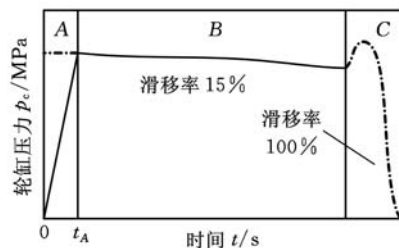


图 3 轮缸压力输出示意图

存在明显的非线性变化,把前面所分 10 个速度区间 $\Delta v_i = [v_{i-1}, v_i] (i = 1, 2, \dots, I)$ 再次细分成 $\Delta v_{i,j} (j = 1, 2, \dots, J)$ 以提高仿真估计的精度。在每个小区间内,汽车动能的减少等于制动盘摩擦热损失和轮胎摩擦能量损失的增加(参照图 1),汽车速度从 $v_{i,j-1}$ 减小到 $v_{i,j}$ 的时间为

$$\Delta t_{i,j} = \frac{m(v_{i,j-1}^2 - v_{i,j}^2)}{n(\dot{E}_s(v_{i,j-1}) + \dot{E}_s(v_{i,j}) + \dot{E}_c(v_{i,j-1}) + \dot{E}_c(v_{i,j}))} \quad (5)$$

假设 A 区域的滑移率为 15% 时,制动时间 \bar{t} 与制动距离 \bar{s} 分别为

$$\bar{t} = \sum_{i=1}^I \sum_{j=1}^J \Delta t_{i,j} \quad (6)$$

$$\bar{s} = \int_0^{\bar{t}} \tilde{v}(t) dt = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^I \sum_{j=1}^J (v_{i,j-1} + v_{i,j}) \Delta t_{i,j} \quad (7)$$

其中 $\tilde{v}(t)$ 为未修正的速度曲线。由于区域 A 是制动液压力的上升阶段,而制动时间与制动距离是假设轮胎在区域 A 的滑移率为 15% 的条件下得到的,为了修正这两个值,可假设在这个区域路面对轮胎的摩擦力 F_{xb} 是线性增大的。由汽车的动态平衡可以得到如下关系式:

$$ma = -n \frac{t}{0.25} F_{xb} \quad 0 \leq t \leq 0.25 \quad (8)$$

其中, a 为汽车的加速度。所以, t_A 时刻的汽车速度 \bar{v}_A 以及在区域 A 的制动距离 \bar{s}_A 可由如下关系式得到:

$$\bar{v}_A = v_{A,ini} - \int_0^{0.25} a dt = v_{A,ini} - n \frac{F_{xb}}{0.25} \frac{(0.25)^2}{2m} \quad (9)$$

$$\bar{s}_A = \int_0^{0.25} v dt = 0.25 v_{A,ini} - n \frac{F_{xb}}{0.25} \frac{(0.25)^3}{6m} \quad (10)$$

其中, $v_{A,ini}$ 为初始制动速度(100km/h)。总的制动时间与制动距离可以通过下式修正:

$$t_{tot} = 0.25 + (\bar{t} - \bar{t} |_{v=\bar{v}_A}) \quad (11)$$

$$s_{tot} = \bar{s} + (\bar{s}_A - \bar{s} |_{v=\bar{v}_A}) \quad (12)$$

式中, $\bar{t} |_{v=\bar{v}_A}$ 、 $\bar{s} |_{v=\bar{v}_A}$ 分别为汽车从 $v_{A,ini}$ 减速到 \bar{v}_A 所经历的时间与距离。

以上就是轮胎制动过程离散仿真分析的基本方法。这样,“漫长”的制动过程有限元仿真分析就转化为了 10 个速度下“简单”的制动仿真计算。

2 轮胎的滑水现象

图 4 所示为轮胎发生部分滑水的三区域状态^[7]。区域 A 为完全上浮区,这个区域的流体动压力足以把胎面举起,从而使得胎面与地面完全脱离;区域 B 为不完全接触区,轮胎与路面间存有薄膜水层,由于水的黏性作用而使轮胎部分浮起;区域 C 为完全接触区。在区域 A,动态滑水起主导作用;而在区域 B,黏性滑水占主导作用。本文只研究动态滑水部分,因为本文选取水膜厚度 10mm 足以使动态滑水占主导作用^[8],故水流近似认为是不可压缩和无黏性的。只有当水膜层很薄时才考虑水的黏性作用^[7]。

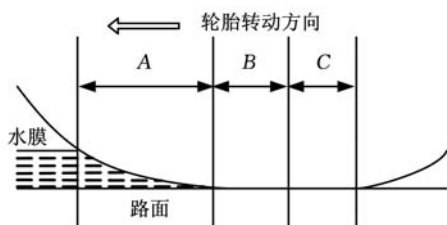


图 4 滑水现象的三区域图

3 湿滑路面轮胎制动有限元模型

3.1 轮胎有限单元及材料模型

本文使用胎面花纹为 4 条纵沟槽的 205/55/R16 型子午线轮胎进行湿滑路面制动仿真分析。图 5 为轮胎截面的有限元模型。

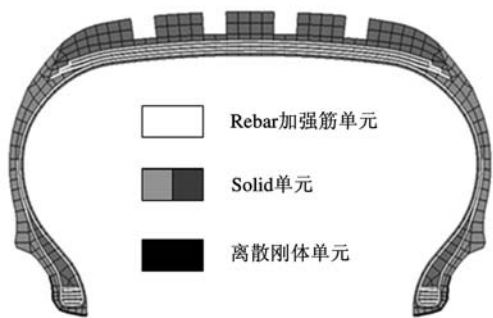


图 5 轮胎横截面网格

轮胎的帘布、胎冠、胎体与胎圈内嵌钢丝帘线,使用 Rebar 加强筋单元嵌入橡胶基体单元的方法模拟这些骨架材料对轮胎橡胶的增强作用。为提高计算效率,使用与胎圈外围共节点的离散刚体单元模拟轮辋。

橡胶材料使用 yeoh 本构关系模型^[9]以及泊松比为 0.495 的近似不可压缩材料,钢丝帘线使用线弹性材料。

3.2 湿滑路面有限元模型

3.2.1 水的状态方程

一般情况下,水的熵值变化较小,可以近似看

作等熵过程。本文采用 Mie-Gruneisen 状态方程的线性 U_s-U_p Hugoniot 形式,其表达式为

$$p_s = \frac{\rho_0 c_0^2 \eta}{(1-k\eta)^2} \left(1 - \frac{\Gamma_0 \eta}{2}\right) + \Gamma_0 \rho_0 E_m \quad (13)$$

$$\eta = 1 - \rho_0 / \rho$$

式中, p_s 为水的压应力; ρ_0 为水的初始密度; c_0 为水中声速; k 为斜率系数; Γ_0 为材料常数; E_m 为比内能; ρ 为扰动后水的密度。

Mie-Gruneisen 状态方程反映水的压力与密度变化之间的关系,本文使用文献^[10]中的试验参数,归纳如表 1 所示。

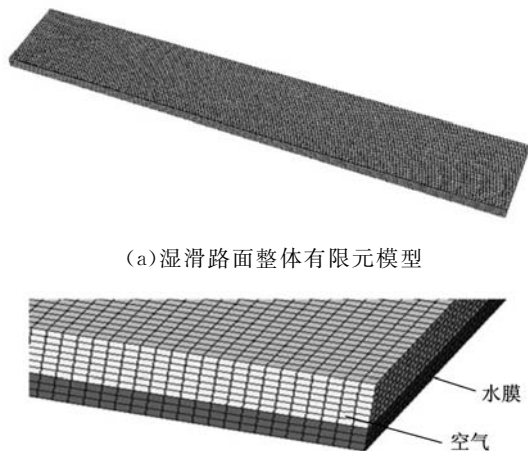
表 1 Mie-Gruneisen 状态方程参数

ρ_0 (kg · m ⁻³)	1000
c_0 (m · s ⁻¹)	1484
k	1.979
Γ_0	0.110

3.2.2 湿滑路面模型

为了反映轮胎滚动的真实情况,本文建立的湿滑路面模型为“轮胎滚动模型”^[10]。因为这种模型既能真实模拟轮胎的滚动和平动过程,又能反映轮胎滚动过后留下的流体印痕。

建立一条长度和宽度分别为 2.0m 和 0.3m 的刚性路面,在路面上覆盖长宽与路面相同,厚度为 10mm 的水膜层,同时在水膜层上定义一层厚度为 20mm 的空气以利于轮胎排水时水流有足够的散射空间。图 6 所示为湿滑路面有限元模型,其中水膜单元 1.2×10^5 个,空单元 2.8×10^5 个。



(a) 湿滑路面整体有限元模型

(b) 湿滑路面局部有限元模型放大

图 6 湿滑路面有限元模型

3.2.3 流固耦合方法

轮胎在湿滑路面的制动涉及复杂的流固耦合问题。在传统的拉格朗日分析中,节点由材料确定,材料变形则单元也变形,材料边界和单元边界是一致的。而在欧拉分析中,欧拉网格节点在空间固定材料发生变形时,单元不会随之发生变形,材料在指定的欧拉单元间流动,通常欧拉材料边

界和单元边界是不一致的。考虑到流、固材料各自特点,在制动分析模型中,轮胎采用拉格朗日单元,流体采用欧拉单元,流体与轮胎的相互作用采用 CEL(欧拉-拉格朗日接触)算法。ABAQUS 中的欧拉分析采用基于流体体积的方法,即材料在网格中流动的轨迹通过计算每一个单元中的欧拉体积分数(EVF)来确定。体积分数的定义是:如果一个材料完全充满了一个单元,它的体积分数为 1;如果一个单元中材料为空,它的体积分数为 0。轮胎在湿滑路面滚动时,水的自由面边界不断变化,在分析的每个增量步中,每个单元的欧拉材料都会通过图 7 所示的线性插值技术计算出来,用这些数据来重建水的自由面边界。



图 7 水的体积分数插值

3.3 制动仿真模型和分析方法

每个离散速度下轮胎的制动过程仿真经历充气、自重加载、加速和制动 4 个步骤。轮胎的加载为 1/4 车重,不考虑车辆前后轴载荷的分配差异。其中充气和加载两个工况用隐式分析一次完成,采用 *IMPORT 关键字将计算结果导入显式分析模型中;使用显式分析方法实现轮胎的加速与制动工况。205/55/R16 型子午线轮胎在湿路面的制动仿真模型如图 8 所示。



图 8 轮胎的湿路面制动模型

在加速和制动分析之前,使用 ABAQUS/CAE 中的 Volume Fraction Tool 功能实现在静止状态下轮胎与水的分离,获得水的初始自由面边界。制动仿真模型的相关参数见表 2。参照 GB/T21910-2008《轿车轮胎湿路面相对抓着性能试验方法》中轮胎最大制动力测试范围的要求,本文仿真分析汽车从 70km/h 开始制动到静止的制动时间和制动距离。

表 2 制动参数

汽车总质量 m (kg)	1440
单个轮胎转动惯量 I_t ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)	1.117
轮胎气压 p_t (kPa)	250
单个轮胎垂直载荷 F_z (N)	3528
制动软管横截面积 A_c (m^2)	0.0025
制动钳有效作用半径 r_c (m)	0.101
制动液压上升时间 t_A (s)	0.25
路面摩擦因数 μ_s	0.7(湿路面)
	0.8(干路面)
制动盘摩擦因数 μ_c	0.5

使用图 2 所示的加载方式建立 7 个离散速度(70km/h,60km/h,⋯,10km/h)下的轮胎制动分析模型(速度为 20km/h 及以下时 ABS 失效,车轮被抱死,滑移率为 100%),分别进行制动仿真计算。

4 制动仿真结果及评价

由于目前国内还没有满足一定积水厚度的标准制动试验场,普通试验场地以临时路面洒水方式实施的制动试验重复性太差,因此,本文以同一款轮胎干、湿路面制动性能仿真分析结果的差异及趋势作为评价标准。

图 9 所示为同一轮胎在积水路面和干燥路面上,按图 2 的加速方式从静止加速到 60km/h 过程中垂直接触力的时间历程。由图可知,在 10km/h 以下区域,轮胎在干、湿路面上的垂直接触力相等;此后干燥路面上的轮胎与路面接触力稳定在静载荷附近,而湿滑路面的接触力随时间

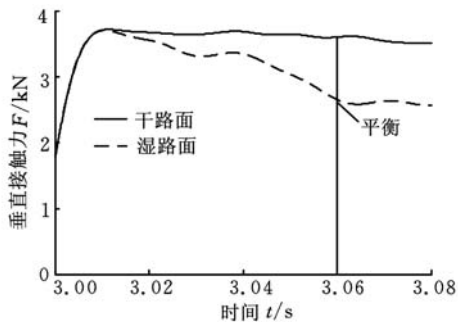


图 9 60km/h 加速过程轮胎垂直接触力时间历程(滤波频率 50Hz)

的推移而减小,直到 60ms 后达到平衡状态。这是因为车速很小时,轮胎胎面和纵沟槽可以将积水从路面挤开而保证轮胎与路面的充分接触,垂直接触力几乎没有变化;随着车速提高,轮胎胎面和纵沟槽来不及挤开路面积水,轮胎与路面间流体动压力增大导致垂直接触力不断下降。60ms 后车速达到 60km/h 且保持不变,流体动压力变化不大,所以垂直接触力趋于平衡。车速为 60km/h 时轮胎滚过后的积水印痕如图 10 所示,

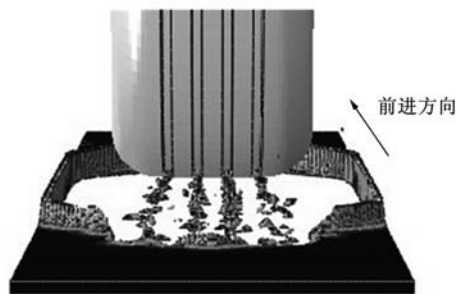


图 10 制动速度为 60km/h 时的轮胎滑水过程

4 条清晰水流对应轮胎表面 4 条纵沟槽。

根据上述 7 个离散速度下轮胎制动仿真结果,求得对应的地面摩擦力如图 11 所示。

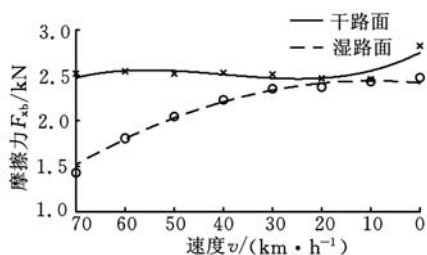


图 11 轮胎制动力随速度变化曲线

将各离散速度下对应的地面摩擦力与静止状态地面摩擦力一起分别采用三次多项式和二次多项式插值得到干、湿路面轮胎制动力随速度变化曲线。很显然,在高速区域,轮胎在湿滑路面上的摩擦力比干燥路面小得多;随着速度的减小,两者的差别不断缩小,直到 10km/h 时趋于一致。静止状态下摩擦力的差异是由于干、湿路面分别采用不同的摩擦系数所致。

图 12 所示为轮胎与地面摩擦热损失率随速度的变化曲线。在 30km/h 以上区间,干、湿路面轮胎摩擦能量损失率均随制动速度的减小而下降,且两者的差值相应减小。在 30km/h 到 20km/h 区间,轮胎滑移率从 15% 提高到 100%,所以轮胎摩擦能量损失率有一个上升过程。30km/h 以下区间干、湿路面的轮胎摩擦能量损失率非常接近,这也说明路面积水动压力影响很小。

图 13 所示为制动盘摩擦热损失率曲线。当汽车速度小于或等于 20km/h 时车轮被完全抱死,

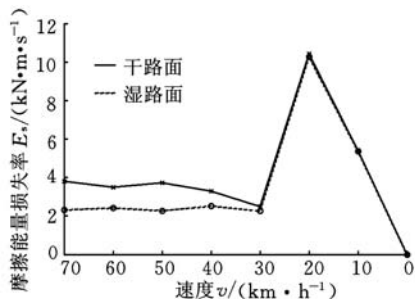


图 12 轮胎与地面摩擦能量损失率曲线

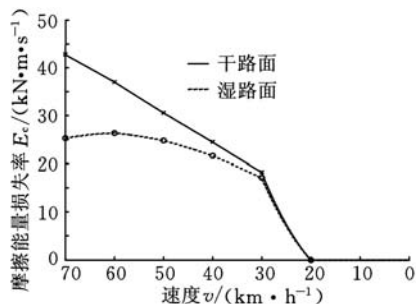


图 13 制动盘摩擦热损失率曲线

所以制动盘摩擦热损失率在此区间为零。在 70km/h 到 20km/h 之间,干燥路面制动盘摩擦热损失率明显高于湿路面,且随着制动速度的降低差异迅速缩小。

最后,轮胎在干、湿滑路面上的制动速度与时间关系曲线如图 14 所示,干、湿路面制动时间分别为 3.3s 和 3.66s。将两条速度曲线分别对其制动时间进行积分,求得制动距离分别为 32.42m 和 37.29m。

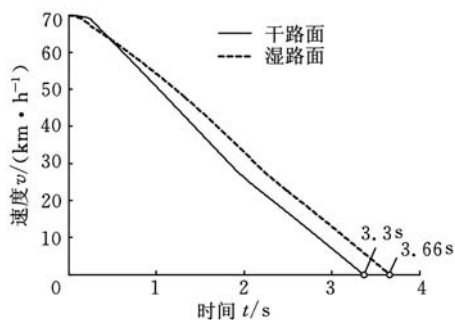


图 14 干、湿滑路面上制动速度变化曲线

以上结果说明,在 10mm 积水的刚性路面上,总质量为 1440kg 的汽车使用 205/55/R16 纵向沟槽花纹轮胎在 70km/h 开始制动时,制动距离比干燥路面增加 15.02%。这一结果在定性层面上应该是可以接受的,由此说明了仿真分析方法的有效性。

参考文献:

[1] Cho J R, Lee H W, Sohn J S. Numerical Investigation of Hydroplaning Characteristics of Three-Dimensional Patterned Tire[J]. European Journal of Mechanics A/Solids, 2006, 25(6): 914-926.
 [2] Yeager R W, Tuttle J L. Testing and Analysis of Tire Hydroplaning[J]. SAE Paper, 720471, 1972.
 [3] Hays D F, Browne A L. Physics of Tire Traction: Theory and Experiment[M]. New York: Plenum Press, 1974.
 [4] Cho J R, Kim K W, Yoo W S, et al. Mesh Generation Considering Detailed Tread Blocks for Reliable 3D Tire Analysis[J]. Advances in Engineering Soft-

现代旋压设备发展趋势的探讨

赵升吨 赵承伟 王君峰 林文捷

西安交通大学,西安,710049

摘要:随着新技术和新工艺的不断引入,旋压设备在传统设备的基础上有了很大的创新与改进。介绍了国内外旋压设备的发展历史和发展现状,分析了当前国外旋压设备的性能特点,尤其是其创新性,介绍了当前国内生产企业、研发单位对旋压设备的研发情况,比较了国内外旋压设备发展的差距,探讨了未来旋压设备发展的趋势。

关键词:旋压设备;旋压技术;发展现状;发展趋势

中图分类号: TG375

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2012.10.025

Discussion about Development Trends of Modern Spinning Equipment

Zhao Shengdun Zhao Chengwei Wang Junfeng Lin Wenjie

Xi'an Jiao Tong University, Xi'an, 710049

Abstract: With the new technology and process being continually introduced into spinning equipment, it has a great innovation and improvement on the basis of the traditional equipment. This paper introduced the development history and research status of spinning equipment at home and abroad, and analysed the performance characteristics, especially the creativity, of spinning equipment abroad. This paper also presented the research and development situation of spinning equipment in domestic enterprises and universities, and compared the gap between home and abroad. At last, this paper put forward the development trends of spinning equipment.

Key words: spinning equipment; spinning technology; development status; development trend

0 引言

旋压设备是伴随着旋压技术的成熟而逐渐发展起来的一种成形加工设备。旋压技术也称为金属旋压成形技术,它是通过旋转使工件受力点由点到线,再由线到面,同时在某个方向施加一定的压力,使金属材料沿着这一方向变形和流动,从而成形加工出某一形状零件的技术。

旋压设备作为旋压技术的载体,是综合了锻造、挤压、拉伸、弯曲、环压、横轧和滚压等少无切

削加工工艺的先进设备^[1]。旋压设备不仅在兵器、航空、航天、民用等金属精密加工领域占有重要地位,而且在化工、机械制造、电子及轻工业等领域也得到了广泛的应用^[2]。

1 国内外旋压设备的发展现状

旋压设备最早起源于我国殷商时代的陶瓷制坯作业,在10世纪初我国就有了普通旋压设备,并开始将金属薄板制成空心回转体零件。到了13世纪,旋压技术从我国传到欧洲各国。1840年前后,旋压技术由约旦传到美国。18世纪60年代末期,德国出现了第一项金属旋压设备的专利^[3]。

收稿日期:2011-09-06

基金项目:国家自然科学基金资助项目(50905137);科技人员服务企业行动项目(2009GJG00029)

ware, 2004, 35(2): 105-113.

[5] Cho J R, Lee H W, Yoo W S. A Wet-road Braking Distance Estimate Utilizing the Hydroplaning Analysis of Patterned Tire[J]. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 2007, 69(7): 1423-1445.

[6] 臧孟炎, 陆波, 陈玉祥. 干燥路面上轮胎制动距离的 FEM 仿真[J]. 汽车工程, 2011, 33(2): 156-161.

[7] Browne A L, Chen H, Kistler A. Dynamic Hydroplaning of Pneumatic Tires[J]. Wear, 1972, 20(1): 1-28.

[8] Nakajima Y, Seta E, Kamegawa T, et al. Hydroplaning Analysis by FEM and FVM: Effect of Tire Rolling and Tire Pattern on Hydroplaning[J]. Inter-

national Journal of Automotive Technology, 2000, 1(1): 26-34.

[9] Yeoh O H. Characterization of Elastic Properties of Carbon Black Filled Rubber Vulcanizates[J]. Rubber Chemistry and Technology, 1990, 63(5): 792-795.

[10] 赵珍辉. 轮胎滑水有限元显式动力学分析[D]. 合肥: 中国科学技术大学, 2009.

(编辑 陈勇)

作者简介:臧孟炎,男,1961年生。华南理工大学机械与汽车工程学院教授、博士研究生导师。主要研究方向为汽车安全 CAE 仿真。陈高平,男,1987年生。华南理工大学机械与汽车工程学院硕士研究生。林银辉,男,1988年生。华南理工大学机械与汽车工程学院硕士研究生。